



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ENERGETICKÝ ÚSTAV**

ENERGY INSTITUTE

**PARNÍ TURBÍNA PRO POHON KOMPRESORU**

STEAM TURBINE FOR COMPRESSOR DRIVE

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Petr Beran**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Petr Kracík, Ph.D.**

**BRNO 2020**



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Petr Beran**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Petr Kracík, Ph.D.**  
Akademický rok: 2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Parní turbína pro pohon kompresoru

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro pohon kompresoru pro následující parametry:

požadovaný výkon stroje 25,0 MW

teplota admisní páry 520,0 °C

tlak admisní páry 91,0 bar(a)

požadované otáčky poháněného stroje 4800,0 1/min

teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru 25,0 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte s důrazem na standard API 612.

### Cíle diplomové práce:

- 1) termodynamický návrh parní turbíny s ohledem na vybraná pevnostní kritéria,
- 2) provozní charakteristika vybraných veličin navržené PT,
- 3) koncepční řez vybraného uzlu turbíny.

### Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Cílem této diplomové práce je navrhnutí parní turbíny pro pohon kompresoru o požadovaném výkonu 25 MW při zohlednění normy API 612. První kapitola práce obsahuje výpočet hmotnostního průtoku páry do turbíny o celkové velikosti 23,17 kg/s, v další kapitole je zpracován návrh regulačního stupně o středním průměru 0,715 m, vnitřním výkonu 1673,6 kW při termodynamické účinnosti 68 %. Následuje termodynamický návrh stupňové části o výkonu 26,37 MW při návrhových otáčkách 5722,5 1/min, které odpovídají 105 % jmenovitých otáček a termodynamickou účinností 84 %. Pro regulační stupeň i stupňovou část je provedena pevnostní kontrola. Dále práce obsahuje návrh ucpávkového systému a vyrovnávacího pístu o průměru 0,543 m a volbu axiálního a radiálních ložisek na základě působících sil. Na závěr je zpracována spotřební charakteristika zobrazující závislost hmotnostního průtoku na výkonu navržené parní turbíny. K práci je přiložen konstrukční výkres řezu turbíny.

### **Klíčová slova**

Parní turbína, termodynamický návrh, vyrovnávací píst, ucpávkový systém, spotřební charakteristika

## **ABSTRACT**

The goal of this diploma thesis is design of steam turbine for driving a compressor with mechanical power of 25 MW, while using a standard API 612. In the first chapter of this work there is calculation of the steam mass flow about value of 23.17 kg/s, the next chapter deals with the design of control stage with the diameter of 0.715 m, inner power of 1673.6 kW and thermodynamic efficiency of 68 %. The following chapter includes thermodynamic calculation of stage part about power of 26.37 MW at designed rotation speed 5722.5 rpm which corresponds to 105 % of rated speed and thermodynamic efficiency 84 %. For control stage and stage part there is a strength calculation control. The thesis also includes basic design of gland sealing system, the design of balance piston with diameter of 0.543 m and the choosing of axial and radial bearings due to acting forces. The conclusion chapter deals with operating characteristic of designed steam turbine. The thesis includes mechanical drawing of turbine.

### **Key words**

Steam turbine, thermodynamic design, balance piston, gland sealing system, operating characteristic

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BERAN, Petr. *Parní turbína pro pohon kompresoru* [online]. Brno, 2020 [cit. 2020-06-09]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124291>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. 85 s. Vedoucí práce Petr Kracík.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem Diplomovou práci na téma **Parní turbína pro pohon kompresoru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....  
Datum

\_\_\_\_\_  
*Jméno a příjmení*

## **PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto Ing. Petru Kracíkovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce, a déle své rodině, která mě podporovala po celou dobu studia.



## OBSAH

1	Výpočet vstupních veličin .....	11
2	Regulační stupeň .....	14
2.1	Předběžný návrh regulačního stupně .....	14
2.2	Detailní návrh regulačního stupně .....	19
2.2.1	Výpočet rychlostí páry v regulačním stupni .....	20
2.2.2	Volba tvaru průtočného kanálu a profilů lopatek .....	22
2.2.3	Výpočet energetických ztrát .....	24
2.2.4	Pevnostní výpočet regulačního stupně .....	27
3	Stupňová část .....	30
3.1	Předběžný návrh stupňové části .....	30
3.1.1	Výpočet stavových veličin a geometrie průtočného kanálu .....	30
3.1.2	Výpočet účinnosti průtočného kanálu a ztrát .....	33
3.1.3	Výsledky předběžného výpočtu .....	35
3.2	Detailní návrh stupňové části .....	40
3.2.1	Volba a výpočet geometrie stupně .....	41
3.2.2	Výpočet energetických ztrát statoru a rotoru .....	42
3.2.3	Výpočet ostatních ztrát rotoru a entalpického spádu .....	45
3.2.4	Výpočet ostatních ztrát rotoru a entalpického spádu .....	46
3.2.5	Stanovení hlavních parametrů stupně .....	47
3.2.6	Výpočet rychlostí páry ve stupni .....	49
3.2.7	Výsledky stupňové části .....	50
3.2.8	Pevnostní výpočet stupňové části a volba profilů .....	61
4	Ucpávkový systém .....	68
4.1	Výpočet hmotnostního toku ucpávkou vyrovnávacího pístu .....	68
4.1.1	Výsledné hodnoty ucpávkového systému .....	70
5	Volba ložisek .....	71
5.1	Výpočet axiální síly a volba axiálního ložiska .....	71
5.2	Volba radiálního ložiska .....	73
5.2.1	Určení mechanické účinnosti pomocí ztrátového výkonu ložisek .....	76
6	Spotřební charakteristika .....	77
ZÁVĚR .....		78
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ .....		80
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK .....		81
SEZNAM OBRÁZKŮ .....		83
SEZNAM TABULEK .....		84
SEZNAM PŘÍLOH .....		85

## ÚVOD

Parní turbína je rotační lopatkový stroj, který mění tepelnou energii obsaženou v páře na energii kinetickou, a ta vyvolává točivý moment vůči hřídeli turbíny, následně je tato energie převedena na energii mechanickou pro pohon generátoru elektrické energie, nebo také pro pohon jiného stroje. Parní turbína je stěžejním prvkem při výrobě elektrické energie, která je neušlechtlejším druhem energie a také jedna z nejdůležitějších hospodářských složek každého státu.

V této diplomové práci je navrhována parní turbína pro pohon kompresoru o zadaných parametrech:

- 1) Požadovaný výkon stroje.

$$P_t = 25 \text{ MW} \quad (1)$$

- 2) Teplota admisní páry.

$$t_a = 520 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (2)$$

- 3) Tlak admisní páry

$$p_a = 91 \text{ bar} \quad (3)$$

- 4) Požadované otáčky poháněného stroje.

$$n_p = 4800 \text{ min}^{-1} \quad (4)$$

- 5) Teplota chladicí vody na vstupu do kondenzátoru.

$$t_{ch} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (5)$$

Celý výpočet parní turbíny byl proveden v programu MS Excel 2019 s dodatkovým programem XSteam tables [1]. Pokud není uvedeno jinak, postup návrhu turbíny probíhal podle [2].

Návrh turbíny musí být v souladu s americkou normou API 612, která se vztahuje na speciální aplikace turbín v průmyslu zemního plynu, ropy, nebo petrochemie. Tyto požadavky se vztahují na turbíny sloužící jako mechanický pohon pro jiný stroj. V normě jsou uvedeny požadavky na materiály, konstrukci, pevnost, provoz a regulaci, olejové hospodářství, pomocné vybavení turbíny a také na dopravu.

Podle API 612 má být turbína navrhována při 105 % jmenovitých otáček, dále je v normě uvedeno, že se pevnostní kontrola se provádí při 127 % jmenovitých otáček.

Tato práce začíná stanovením vstupních stavových veličin a odhadem hmotnostního průtoku páry na vstupu do turbíny, protože jde o mnohostupňovou parní turbínu, je první stupeň provedený jako regulační. Návrh pokračuje přes stupňovou část k ucpávkovému systému, vyrovnávacímu pístu a volbě radiálních a axiálních ložisek na základě radiálních a axiálních sil. Poslední kapitolou v této práci je stanovení spotřební charakteristiky parní turbíny, která znázorňuje závislost hmotnostního průtoku páry na výkonu turbíny.

Metoda výpočtu regulačního stupně a stupňové části probíhá nejprve provedením předběžného výpočtu, kde se stanoví základní veličiny potřebné pro následující detailní výpočet jednotlivých stupňů. U jednotlivých stupňů je vždy provedena pevnostní kontrola.

## 1 Výpočet vstupních veličin

Před návrhem regulačního stupně je nejprve nutné určit vstupní stavové veličiny a také izoentropický entalpický spád a vzhledem k tomu, že práce neobsahuje tepelné schéma je také nutné odhadnout hmotnostní tok na vstupu do turbíny.

Jmenovité otáčky turbíny byly stanoveny na základě detailního výpočtu jednotlivých stupňů a jejich pevnostní kontroly ve výši.

$$n_j = 5450 \text{ min}^{-1} \quad (1.1)$$

Návrhové otáčky jsou 105 % jmenovitých podle API 612.

$$n_{105} = n_j \cdot 1,05 = 5722,5 \text{ min}^{-1} \quad (1.2)$$

Jmenovité otáčky jsou vyšší než otáčky poháněného stroje, proto je nutné uvažovat s převodovkou.

Tlaková ztráta při průchodu páry regulačním ventilem se pohybuje okolo 4 %, proto bude hodnota páry na vstupu do regulačního stupně 96 % hodnoty admisní páry. Škracení je děj izoentalpický čili hodnota entalpie se nezmění.

$$p_0 = 0,96 \cdot p_a = 0,96 \cdot 91 = 87,36 \text{ bar} \quad (1.3)$$

$$i_0 = f(p_a, t_a) = i_a \quad (1.4)$$

$$i_0 = 3436,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Hodnoty vstupní entropie a měrného objemu jsou funkční závislosti jakýchkoliv jiných stavů páry před vstupem do regulačního stupně.

$$v_0 = f(p_0, i_0) = 0,03918 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.5)$$

$$s_0 = f(p_0, i_0) = 6,736 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (1.6)$$

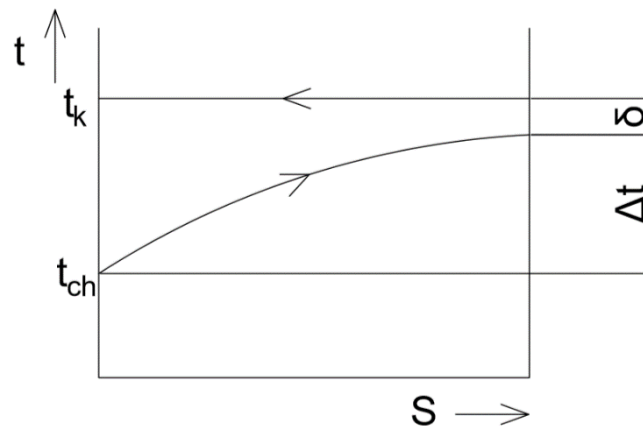
Pro určení stavových veličin na konci turbíny (v kondenzátoru), je potřeba stanovit o kolik se chladicí voda na vstupu do kondenzátoru ohřeje.

$$\Delta t = 10 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.7)$$

Také je třeba zvolit hodnotu nedohřevu ze strany páry.

$$\delta = 5 \text{ }^\circ\text{C} \quad (1.8)$$

Velikosti ohřevu a nedohřevu závisí na hmotnostním průtoku chladicí vody a velikosti teplosměnných ploch kondenzátoru (čím větší plocha tím menší nedokonalý ohřev). Změna teploty chladicí vody a nedohřev jsou zaznačeny na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Ohřev chladicí vody a kondenzace

Celková teplota kondenzace je potom součtem hodnot ohřáté chladicí vody a nedohřevu.

$$\begin{aligned} t_k &= t_{ch} + \Delta t + \delta \\ t_k &= 25 + 10 + 5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (1.9)$$

Nyní za předpokladu suchosti v kondenzátoru ( $x \in \{0; 1\}$ ) lze stanovit kondenzační tlak.

$$p_k = f(t_{kp}, x = 0) = 0,0738 \text{ bar} \quad (1.10)$$

Izoentropická entalpie v kondenzátoru.

$$i_k = f(p_k, s_0) = 2092,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.11)$$

Izoentropický tepelný spád pro celou turbínu je dán rozdílem entalpií na vstupu do turbíny (před regulačním stupněm) a na konci turbíny (v kondenzátoru).

$$H_{iz} = i_0 - i_k = 3436,43 - 2092,05 = 1344,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.12)$$

Pro stanovení hmotnostního toku byly hodnoty všech účinností a součinitele zpětného využití ztrát nejprve odhadnuty, a poté vypočítány a zpětně dosazeny. Výpočet termodynamické účinnosti je kontrolován v rovnici (3.151). Výpočet mechanické účinnosti je kontrolován v rovnici (5.21). Vzhledem k tomu, že jmenovité otáčky turbíny a otáčky poháněného kompresoru se liší, je nutno také zohlednit účinnost převodovky.

Mechanická účinnost zohledňující vliv tření ložisek po optimalizaci.

$$\eta_m = 0,998 \quad (1.13)$$

Termodynamická účinnost turbíny charakterizující, jak efektivně mění turbína tepelnou energii na mechanickou po optimalizaci.

$$\eta_{TDi} = 0,837 \quad (1.14)$$

Účinnost převodovky charakterizující schopnost přenosu výkonu je odhadnuta ve výši.

$$\eta_p = 0,98 \quad (1.15)$$

U mnohostupňových parních turbín je část tepla vzniklého ze ztrát využita v dalším stupni turbíny teplota a entalpie je při expanzi se ztrátami v daném stupni vyšší, než by tomu bylo při izoentropické expanzi. S rostoucí entropií se izobary v i-s diagramu od sebe vzdalují a tak připadá na každý další stupeň turbíny větší entalpický spád, než by tomu bylo při expanzi beze ztrát. Poměr přírůstku spádu ku celkovému izoentropickému tepelnému spádu neboli součinitel zpětného využití ztrát je nejprve odhadnut a poté přesně kontrolován v rovnici (3.146). Součinitel zpětného využití ztrát se pohybuje v rozmezí  $(1,02 \div 1,08)$  a závisí na vnitřní termodynamické účinnosti turbíny a vstupních a výstupních parametrech páry.

$$(1 + f) = 1,054 \quad (1.16)$$

$$\Sigma h_{iz} = (1 + f) \cdot H_{iz} = 1,054 \cdot 1344,39 = 1416,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (1.17)$$

Nyní lze určit hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny, kde  $P_t$  je požadovaný výkon turbíny.

$$M_p = \frac{P_t \cdot 1000}{\eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_{TDi} \cdot \Sigma h_{iz}}$$

$$M_p = \frac{25 \cdot 1000}{0,998 \cdot 0,98 \cdot 0,837 \cdot 1416,98} = 23,17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (1.18)$$

## 2 Regulační stupeň

U mnohostupňových parních turbín s dýzovou regulací je vždy proveden první stupeň jako regulační. Regulační stupeň umožňuje měnit množství vstupní páry proměnnou velikostní průtočného průřezu neboli parciálním ostřikem. Cílem této kapitoly je určit geometrii, výkon stupně a stavy páry za stupněm. V tomto návrhu je regulační stupeň volen v rovnotlakém provedení a typ A–kolo.

### 2.1 Předběžný návrh regulačního stupně

Jsou známy vstupní stavové veličiny do regulačního stupně a otáčky turbíny vypočtené v kapitole 1. V rámci návrhu je nutno určit střední průměr lopatkování a rychlostní poměr pro dosažení nejvyšší účinnosti regulačního stupně.

Volený střední průměr.

$$D_s = 0,715 \text{ m} \quad (2.1)$$

Pro zjištění tlaku za regulačním stupněm je nejprve volen rychlostní poměr, který se běžně pohybuje v rozsahu  $(0,4 \div 0,5)$ , a po dokončení detailního návrhu stupňové části (kapitola 3.2) je rychlostní poměr zpětně spočítán dosazením tlaku za regulačním stupněm z detailního výpočtu stupňové části. Rychlostní poměr je zpětně zjištěn následujícím způsobem: Pomocí funkční závislosti (2.2) je zjištěna optimální hodnota entalpie za regulačním stupněm pro daný stav, ze vztahu (2.7) se vyjádří izoentropický tepelný spád jako rozdíl entalpie před regulačním stupněm a této ideální entalpie za regulačním stupněm. Ideální absolutní rychlost na výstupu dýzy se pak určí podle vztahu (2.37) a poté lze stanovit rychlostní poměr. Výpočet obsahuje již optimalizované po tomto postupu.

$$i_{2iz} = f(p_2, s_0) \quad (2.2)$$

Rychlostní poměr.

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,464 \quad (2.3)$$

Obvodová rychlost na středním průměru.

$$u = \pi \cdot D_s \cdot n = \pi \cdot 0,715 \cdot 5450 = 214,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.4)$$

Izoentropická rychlost na výstupu z dýzy.

$$c_{1iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{214,24}{0,464} = 461,94 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.5)$$

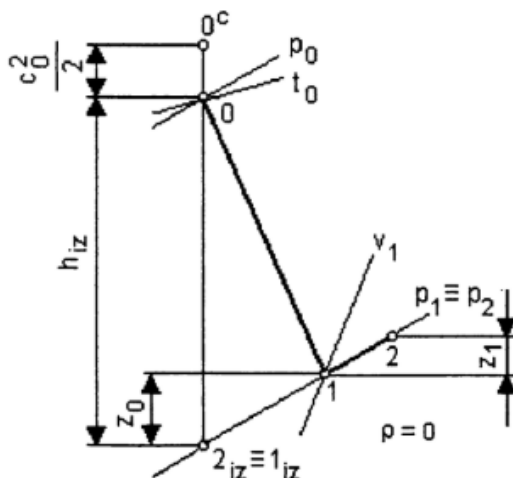
Izoentropický spád zpracovaný regulačním stupněm,

$$h_{iz} = \frac{c_{iz}^2}{2} - \frac{c_0^2}{2} = \frac{461,94^2}{2} - \frac{25^2}{2} = 106,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.6)$$

kde  $c_0$  je absolutní rychlost páry na vstupu do dýz, její hodnota byla zvolena na 25 m/s. Po určení izoentropického spádu lze stanovit entalpii a tlak za regulačním stupněm.

$$i_{2iz} = i_0 - h_{iz} = 3436,43 - 106,38 = 3330,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.7)$$

$$p_2 = f(i_{2iz}, s_0) = 63,32 \text{ bar} \quad (2.8)$$



Obr. 2.1 Předběžný návrh expanze páry v A-kole [2]

Tlak  $p_2$  je třeba ověřit z hlediska dosažení kritického tlakového poměru v dýze. Výsledek má vliv na tvar profilu kanálu. Je – li  $p_2 < p_{krit}$  dochází ke kritickému proudění a je dobré použít rozšířenou dýzu, jelikož by docházelo k odklonu proudu páry na výstupu z dýzy.

Pro přehřátou vodní páru platí:

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_0 = 0,546 \cdot 87,36 = 47,70 \text{ bar} \quad (2.9)$$

$$p_2 \geq p_{krit} \rightarrow 63,32 \geq 47,70 \rightarrow \text{nekritické proudění} \quad (2.10)$$

Avšak poměr  $p_2 / p_{krit}$  by neměl překročit hodnotu 0,8.

$$\frac{p_2}{p_{krit}} = \frac{63,32}{47,70} = 0,72 \quad (2.11)$$

$$0,72 < 0,8 \rightarrow \text{podmínka splněna} \quad (2.12)$$

Dále se volí výstupní úhel rozváděcí mříže v rozmezí  $(11 \div 18^\circ)$ .

$$\alpha_1 = 12^\circ \quad (2.13)$$

Pro zjištění bodu 1, je třeba spočítat ztrátu ve satoru, kde  $\varphi$  je rychlostní součinitel pro dýzu a je volen v rozsahu  $(0,95 \div 0,98)$ .

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = (1 - 0,98^2) \cdot 106,38 = 3,90 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.14)$$

Entalpie v bodě 1 se určí přičtením ztát ve satoru k izoetropické entalpii v bodě 2.

$$i_1 = i_{2iz} + z_0 = 3330,05 + 3,9 = 3333,95 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.15)$$

Měrný objem v bodě 1 potom leží na stejné izobaře jako entalpie v daném bodě.

$$v_1 = f(p_1 = p_2, i_1) = 0,05053 \text{ m}^3 \cdot \text{kg} \quad (2.16)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky dýzy při totálním ostříku je kvůli měrného objemu páry příliš krátká, a proto je nutno zavést parciální ostřík, díky kterému bude vyšší průtočný kanál.

Délka rozváděcí lopatky při plném ostříku.

$$l_{ot} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot c_{1iz} \cdot \varphi \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (2.17)$$

$$l_{ot} = \frac{23,17 \cdot 0,05053}{\pi \cdot 0,715 \cdot 461,94 \cdot 0,98 \cdot \sin(12^\circ)} = 0,005529 \text{ m} \rightarrow 0,553 \text{ cm}$$

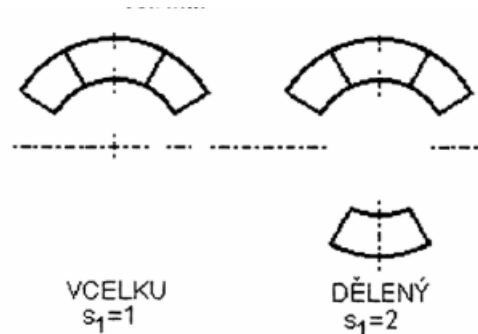
Optimální délka rozváděcí lopatky,

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{ot}} = 0,97 \cdot \sqrt{0,553} = 2,2173 \text{ cm} \quad (2.18)$$

kde  $l_{ot}$  je dosazováno v cm a součinitel  $\alpha$  se stanoví jako:

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_s}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_s}} = \sqrt{\frac{0,715}{0,0398 \cdot 1 + 0,057 \cdot 0,715}} = 0,97 \quad (2.19)$$

$D_s$  je střední průměr lopatkování z (2.1),  $\frac{b}{a}$  je konstanta a  $s_1$  zohledňuje dělení parciálního ostříku podle obr. 2.2. Součinitel  $\delta$  je dán vztahem,



Obr. 2.2 Dělení parciálního ostříku [2]

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n_{105}}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_s^{0,5}} = \frac{0,1467 \cdot 0,464}{\left(\frac{5722,5}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,715^{0,5}} = 0,0568 \quad (2.20)$$

kde  $\frac{c}{a}$  je experimentální konstanta,  $\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)$  je rychlostní poměr z (2.3).

Zaokrouhlením optimální délky lopatky  $l_{opt}$  dostaneme skutečnou délku lopatky  $l_0$ .

$$l_0 = 2,22 \text{ cm} \quad (2.21)$$

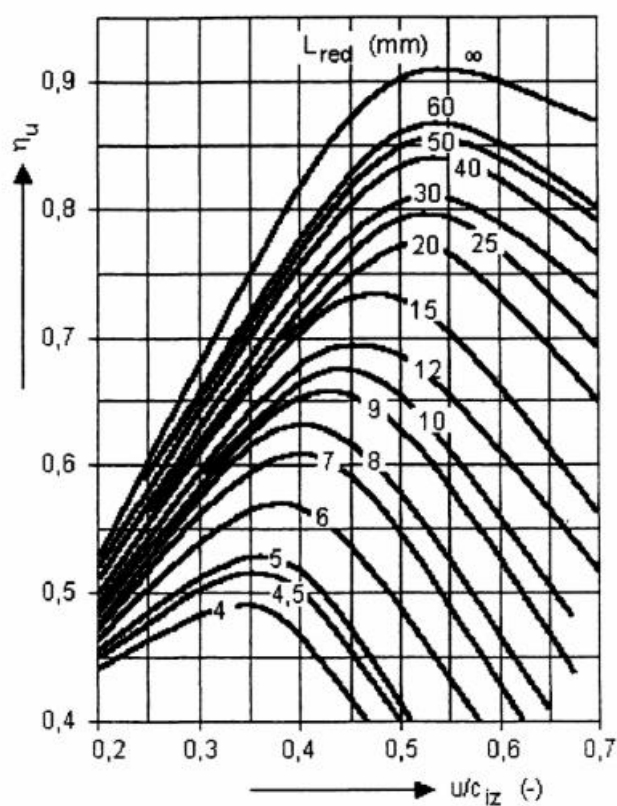


Redukovaná délka lopatky je  $L_{red}$  taková délka při které s plným ostřikem ( $\varepsilon = 1$ ) dostaneme stejnou účinnost jako u délky lopatky  $l_0$  s parciálním ostřikem.

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} \quad (2.22)$$

$$L_{red} = \frac{2,22}{1 + \left(\frac{2,22}{2,2173}\right)^2 - 0,0568 \cdot 2,22} = 1,18 \text{ cm}$$

Redukovaná účinnost regulačního stupně se určí z obr. 2.3.



Obr. 2.3 Redukovaná účinnost regulačního stupně [2]

$$\eta_u = f\left(\frac{u}{c_{iz}}, L_{red}\right) = 0,685 \quad (2.23)$$

Hodnota parciální ostřiku by měla být v rozpětí (0,2 ÷ 0,5).

$$\varepsilon = \frac{l_{ot}}{l_0} = \frac{0,553}{2,22} = 0,249 \quad (2.24)$$

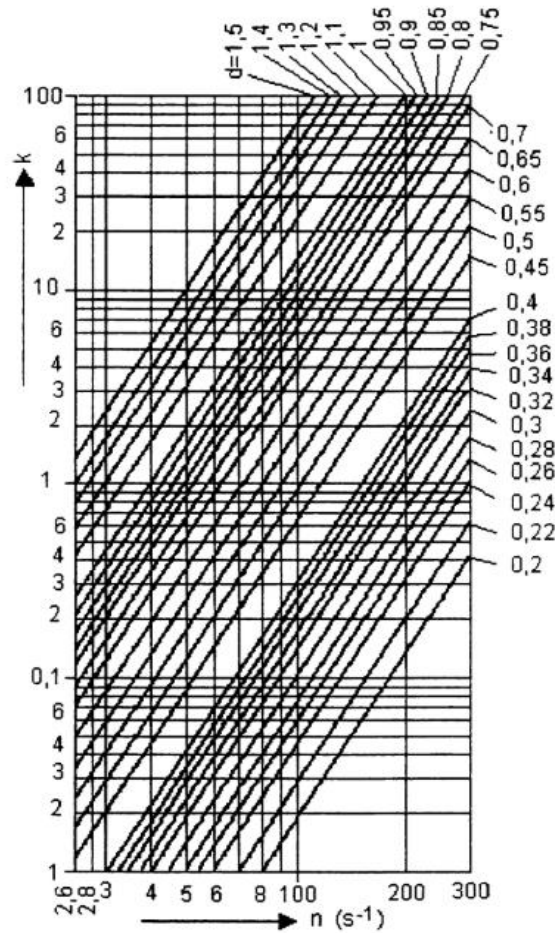
Pro určení předběžné hodnoty vnitřní účinnosti a vnitřního výkonu stupně se spočítá absolutní hodnota ztráty třením a ventilací,

$$z_5 = \frac{k}{\dot{M}_p \cdot v_1} = \frac{2,9}{23,17 \cdot 0,05053} = 2,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.25)$$

kde  $\dot{M}_p$  je hmotnostní tok páry stanovený v (1.18), a  $v_1$  je měrný objem mezi statorem a rotorem stanovený v (2.16). Součinitel  $k$  je vyčten z obr. 2.4.

Poměrná ztráta třením a ventilací.

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{iz}} = \frac{2,47}{106,38} = 0,0233 \quad (2.26)$$



Obr. 2.4 Ztráta třením a ventilací

Předběžná hodnota vnitřní účinnosti a výkonu pro regulační stupeň.

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 = 0,685 - 0,0233 = 0,662 \quad (2.27)$$

$$P_i = \dot{M}_p \cdot \left( h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \cdot \eta_{TDi} \quad (2.28)$$

$$P_i = 23,17 \cdot \left( 106,38 + \frac{25^2}{2} \right) \cdot 0,662 = 1635,82 \text{ kW}$$

Posledním krokem předběžného výpočtu je stanovení celkové hodnoty entalpie a měrného objemu v koncovém bodě expanze.

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{TDi} \cdot \left( h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \quad (2.29)$$

$$i_{2c} = 3436,43 + \frac{25^2}{2} - 0,662 \cdot \left( 106,38 + \frac{25^2}{2} \right) = 3366,14 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_2 = f(p_2, i_{2c}) = 0,0517 \text{ m}^3 \cdot \text{kg} \quad (2.30)$$

## 2.2 Detailní návrh regulačního stupně

Z předběžného návrhu jsou do detailního návrhu převzaty tyto parametry uvedené v tab. 1.

Tab. 1 Parametry po předběžném výpočtu A-kola

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Střední průměr lopatkování	$D_s$	0,715	[m]
Optimální rychlostní poměr	$(u/c_{iz})$	0,464	[-]
Tlak páry za regulačním stupněm	$p_2$	63,32	[bar]
Návrhové otáčky turbíny	$n_{105}$	95,375	[1/s]
Tvar statorové dýzy	-	válcový	[-]
Izoentropický tepelný spád zpracovaný stupněm	$h_{iz}$	106,38	[kJ/kg]
Hmotnostní průtok	$\dot{M}_p$	23,17	[kg/s]
Přibližná délka lopatky	$l_0$	2,22	[cm]
Stupeň parciálního ostříku	$\varepsilon$	0,249	[-]

Cílem detailního návrhu je stanovení všech ztrát v regulačním stupni, také stanovení veškerých rychlostí páry a volba statorových a rotorových profilů.

Vzhledem ke zlepšení obtékání oběžných lopatek se v praxi nepoužívá čistě akční stupeň, ale je volen malý stupeň reakce v rozsahu  $(0,03 \div 0,1)$ .

Stupeň reakce.

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{h_{iz}} = 0,04 \quad (2.31)$$

Izoentropický tepelný spád ve statoru.

$$h_{iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{iz} \quad (2.32)$$

$$h_{iz}^S = (1 - 0,04) \cdot 106,38 = 102,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Izoentropický spád na rotor.

$$h_{iz}^R = \rho \cdot h_{iz} = 0,04 \cdot 106,38 = 4,26 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.33)$$

Nyní je třeba zjistit tlakovou hodnotu mezi statorem a rotorem a opět ověřit tlak z hlediska kritického proudění dýzou.

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}^S = 3636,43 - 102,13 = 3334,31 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.34)$$

$$p_1 = f(i_{1iz}, s_0) = 64,17 \text{ bar} \quad (2.35)$$

Ověření kritického proudění probíhá stejným způsobem jako v (2.9).

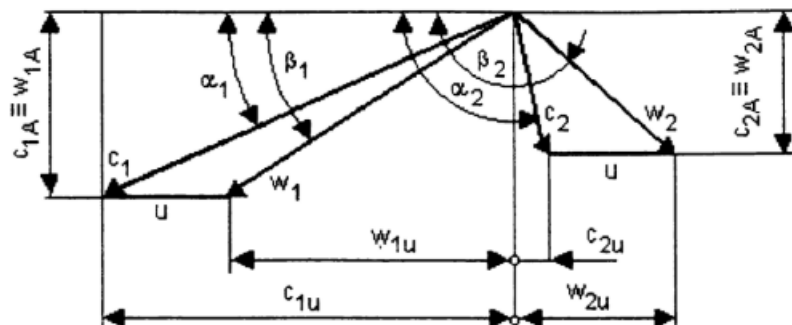
$$p_1 > p_{krit} \rightarrow \text{nedochází ke kritické proudění} \quad (2.36)$$

$$64,17 > 47,70$$

Nedochází tedy ke kritickému proudění na výstupu dýzy a úhel profilu je roven výstupnímu úhlu proudu páry z (2.13).

### 2.2.1 Výpočet rychlostí páry v regulačním stupni

V této podkapitole jsou určeny všechny rychlosti páry v regulačním stupni. Směry rychlostí a úhlů jsou podle obr. 2.5.



Obr. 2.5 Rychlostní trojúhelníky A-kola

Teoretická absolutní rychlost na výstupu dýzy.

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - \rho) \cdot h_{iz} + c_0^2} \quad (2.37)$$

$$c_{1iz} = \sqrt{2 \cdot (1 - 0,04) \cdot 106,38 + 25^2} = 452,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Rychlostní součinitelé byly vypočítány podle empirických vztahů z [4], kde ohnutí proudu bylo zpočátku odhadnuto a poté vypočítáno a zpětně dosazeno.

Rychlostní součinitel pro stator.

$$\varphi = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\alpha} \quad (2.38)$$

Kde  $b_1, b_2, b_3$  jsou konstanty.

$$\varphi = 0,985067 - 0,00013234 \cdot e^{0,0424951 \cdot 77,55} = 0,98 \quad (2.39)$$

Rychlostní součinitel pro rotor.

$$\psi = b_1 - b_2 \cdot e^{b_3 \cdot \Delta\beta} \quad (2.40)$$
$$\psi = 0,98806 - 000556697 \cdot e^{0,0347117 \cdot 135,95} = 0,93$$

Úhel  $\beta_2$  je nejprve dán tímto vztahem a poté vypočítán ve (2.56).

$$\beta_2 = 180 - (\beta_1 - 4) \quad (2.41)$$

Skutečná rychlost na výstupu z dýzy.

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1iz} = 0,98 \cdot 452,64 = 444,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.42)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy, kde  $u$  je obvodová rychlost z (2.4).

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (2.43)$$
$$w_1 = \sqrt{444,26^2 + 214,24^2 - 2 \cdot 444,26 \cdot 214,24 \cdot \cos(12^\circ)} = 238,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodové složky rychlostí na výstupu z dýzy.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 444,26 \cdot \cos(12^\circ) = 434,55 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.44)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 434,55 - 214,24 = 220,32 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.45)$$

Axiální složky rychlostí na výstupu z dýzy.

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad (2.46)$$
$$c_{1a} = w_{1a} = 444,26 \cdot \sin(12^\circ) = 92,37 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti ze statoru  $\beta_1$ .

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{w_{1u}}{w_1}\right) = \arccos\left(\frac{220,32}{238,9}\right) = 22,75^\circ \quad (2.47)$$

Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z A-kola.

$$w_{2iz} = \sqrt{\rho \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (2.48)$$
$$w_{2iz} = \sqrt{0,04 \cdot 106,38 + 238,90} = 247,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Skutečná relativní rychlost na výstupu z A-kola.

$$w_2 = \psi \cdot w_{2iz} = 0,93 \cdot 247,64 = 229,24 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.49)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z A-kola.

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)} \quad (2.50)$$
$$c_2 = \sqrt{229,24^2 + 214,24^2 - 2 \cdot 229,24 \cdot 214,24 \cdot \cos(180 - 158,7)} = 83,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Obvodové složky výstupních rychlostí.

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad (2.51)$$

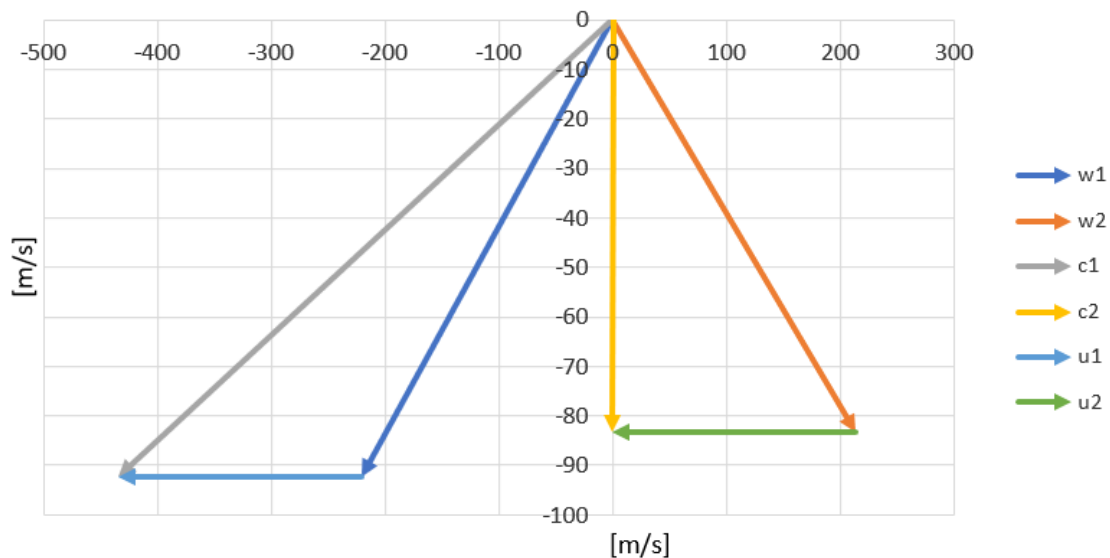
$$\begin{aligned} w_{2u} &= 229,24 \cdot \cos(158,7^\circ) = -213,57 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \\ c_{2u} &= w_{2u} + u = -213,57 + 214,24 = 0,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (2.52)$$

Axiální složky výstupních rychlostí.

$$\begin{aligned} c_{2a} &= w_{2a} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \\ c_{2a} &= w_{2a} = 229,24 \cdot \sin(158,7^\circ) = 83,28 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (2.53)$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti z rotoru  $\alpha_2$ .

$$\alpha_2 = \arctg \left( \frac{c_{2a}}{c_{2u}} \right) = \arctg \left( \frac{83,28}{0,66} \right) = 89,55^\circ \quad (2.54)$$



Obr. 2.6 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně

### 2.2.2 Volba tvaru průtočného kanálu a profilů lopatek

Stanovení délky lopatek rozváděcí dýzy a oběžné lopatky akčního kola je odvozeno z rovnice kontinuity.

Pro dýzu.

$$l_0 = \frac{\dot{M}_p \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1)} \quad (2.55)$$

$$l_0 = \frac{23,17 \cdot 0,05053}{\pi \cdot 0,715 \cdot 0,249 \cdot 444,26 \cdot \sin(12^\circ)} = 0,0227 \text{ m} \rightarrow 22,7 \text{ mm}$$

Protože byl volen tvar průtočného kanálu jako válcový, viz obr. 2.7 tedy nedochází k rozšiřování průtočného kanálu, není možné počítat výstupní délku oběžné lopatky z rovnice kontinuity, ale je nutné vypočítat výstupní úhel z oběžných lopatek. Původně byl úhel  $\beta_2$  určen podle (2.41).

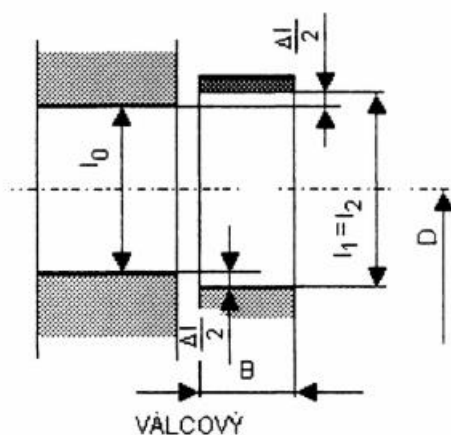
$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{\dot{M}_p \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_2}\right) \quad (2.56)$$

$$\beta_2 = 180 - \arcsin\left(\frac{23,17 \cdot 0,0517}{\pi \cdot 0,715 \cdot 0,249 \cdot 229,24 \cdot 0,0257}\right) = 158,7^\circ$$

Příčemž vstupní délka oběžné lopatky je.

$$l_1 = l_2 = l_0 + \Delta l = 22,7 + 3 = 25,7 \text{ mm} \quad (2.57)$$

Přesah lopatek  $\Delta l$  je volen v rozmezí (1 ÷ 3) mm.



Obr. 2.7 Válcové omezení průtočného kanálu [2]

Parametry zvoleného profilu lopatek pro statorovou část regulačního stupně jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 Parametry statorového profilu TS-2A [2]

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměrná rozteč (0,65 ÷ 0,95)	s/c	0,8	[-]
Délka těţiv	c	0,03	[m]
Úhel nastavení profilu	$\gamma$	38	[°]

Další parametry jako šířku lopatek, rozteč a počet lopatek na stupeň je nutno dopočítat.

Rozteč.

$$s = \left(\frac{s}{c}\right) \cdot c = 0,8 \cdot 0,03 = 0,024 \quad (2.58)$$

Šířka lopatky.

$$B = c \cdot \cos(\gamma) = 0,03 \cdot \cos(38^\circ) = 0,0236 \text{ m} \quad (2.59)$$

Počet lopatek rozváděcí mříže se zohledněním parciálního ostříku.

$$z_s = \frac{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon}{s} = \frac{\pi \cdot 0,715 \cdot 0,249}{0,024} \doteq 23 \quad (2.60)$$

Parametry zvoleného profilu lopatek pro rotorovou část regulačního stupně jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 Parametry rotorového profilu 30 TR1

Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Poměrná rozteč	s/c	0,69	[-]
Délka tětiny	c	0,025	[m]
Úhel nastavení profilu	$\gamma$	10,95	[°]
Rozteč	s	0,01725	[m]
Ohybový modul průřezu	$W_{\min}$	0,342	[cm <sup>3</sup> ]
Šířka lopatky	B	0,02454	[m]
Počet oběžných lopatek stupně	$z_r$	130	[-]

### 2.2.3 Výpočet energetických ztrát

Pro přesné stanovení hodnot vnitřní účinnosti stupně a koncového bodu expanze je nutno určit energetické ztráty v regulačním stupni.

Energetické ztráty v lopatkování rozváděcí mříže.

$$z_0 = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2)$$

$$z_0 = \frac{452,64^2}{2} \cdot (1 - 0,98^2) = 3,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.61)$$

Energetické ztráty v lopatkování oběžné řady.

$$z_1 = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2)$$

$$z_1 = \frac{247,64^2}{2} \cdot (1 - 0,93^2) = 4,39 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.62)$$

Ztráta v lopatkování způsobena výstupní rychlostí. Protože jde o mnohostupňovou turbínu tato ztráta nemá vliv na celkovou účinnost, protože tato ztráta se projeví nárůstem entalpie, která je zpracována v dalším stupni.

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{83,28^2}{2} = 3,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.63)$$

Obvodová účinnost stupně je definována pro střední průměr lopatkování jako poměr obvodové práce stupně ku celkové využitelné energii ve stupni.

$$\eta_u = \frac{a_u}{E_0} = \frac{a_u}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} = \frac{\left(h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (2.64)$$

$$\eta_u = \frac{\left(106,38 + \frac{25^2}{2}\right) - 3,75 - 4,39 - 3,47}{106,38 + \frac{25^2}{2}} = 0,891$$



Vnitřní termodynamická je počítána jako obvodová účinnost stupně zmenšená o ztrátu ventilací, radiální mezerou a ztrátu parciálním ostřikem. Ztráta rozvějířením se neuvažuje, jelikož je poměr délky lopatky ke střednímu průměru příliš malý. Ztráta vlhkosti páry se neuvažuje, protože se nenacházíme v oblasti mokré páry. Ztráty jsou zobrazeny v obr. 2.8.

Poměrná ztráta třením (ventilací) disku,

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_s^2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3$$
$$\xi_5 = 0,5 \cdot \frac{0,715^2}{0,00299} \cdot \left( \frac{214,29}{\sqrt{2 \cdot 106,38}} \right)^3 = 0,009$$
(2.65)

kde  $k_{tř}$  je součinitel volený v rozsahu  $(0,45 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$  a  $S$  je průtočný průřez.

$$S = \pi \cdot D_s \cdot l_1 \cdot \varepsilon \cdot \sin(\alpha_1)$$
$$S = \pi \cdot 0,715 \cdot 0,0257 \cdot 0,249 \cdot \sin(12^\circ) = 0,00299 \text{ m}^2$$
(2.66)

Poměrná ztráta parciálním ostřikem je dána součtem poměrných ztrát vznikajících třením neostříknutých lopatek a ztrát na okraji pásma ostříku.

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,094 + 0,022 = 0,117$$
(2.67)

Poměrná ztráta ventilací neostříknutých lopatek.

$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(\alpha_1)} \cdot \frac{1 - \varepsilon}{\varepsilon} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right)^3$$
$$\xi_{61} = \frac{0,065}{\sin(12^\circ)} \cdot \frac{1 - 0,249}{0,249} \cdot \left( \frac{214,29}{\sqrt{2 \cdot 106,38}} \right)^3 = 0,094$$
(2.68)

Poměrná ztráta vnikající na okraji pásma ostříku,

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c \cdot l_2}{S} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1$$
$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,0257}{0,00299} \cdot \left( \frac{214,29}{\sqrt{2 \cdot 106,38}} \right) \cdot 0,891 \cdot 1 = 0,022$$
(2.69)

kde  $s$  je počet segmentů po obvodu, který byl volen v (2.19) a  $c$  je délka tětivy profilu oběžného kola.

Pro zmenšení ztrát radiální mezerou je pro oběžné kolo volena bandáž lopatek.

Poměrná ztráta radiální mezerou pro bandážované A – kolo je dána vztahem.

$$\xi_7 = \delta_{ekv} \cdot \sqrt{\frac{\rho_s}{1-\rho}} \cdot \eta_u \cdot \frac{\pi \cdot (D_s + l_0)}{S}$$

$$\xi_7 = 0,00047 \cdot \sqrt{\frac{0,0733}{1-0,04}} \cdot 0,891 \cdot \frac{\pi \cdot (0,715 + 0,0227)}{0,00299} = 0,089 \quad (2.70)$$

Stupeň reakce na špičce lopatky je dán podle.

$$\rho_s = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_s}{l_1}}{1 + \frac{D_s}{l_1}} = 1 - (1 - 0,04) \cdot \frac{\frac{0,715}{0,0257}}{1 + \frac{0,715}{0,0257}} = 0,0733 \quad (2.71)$$

Ekvivalentní vůle.

$$\delta_{ekv} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{\delta_a^2} + 1,5 \cdot \frac{z_b}{\delta_r^2}}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{4}{0,002^2} + 1,5 \cdot \frac{2}{0,00092^2}}} = 0,00047 \quad (2.72)$$

Kde  $\delta_r$  je radiální vůle,  $z_b$  počet břitů bandáže a  $\delta_a$  axiální vůle mezi rotorem a statorem.

$$\delta_r = \frac{1}{1000} \cdot D_s + 0,0002 = 0,00092 \text{ m} \quad (2.73)$$

Pak vnitřní termodynamická účinnost stupně je.

$$\eta_{TDi} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7$$

$$\eta_{TDi} = 0,891 - 0,009 - 0,117 - 0,089 = 0,677 \quad (2.74)$$

Vnitřní výkon stupně.

$$P_i = \dot{M}_p \cdot \left( h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \cdot \eta_{TDi} = 23,17 \cdot \left( 106,38 + \frac{25^2}{2000} \right) \cdot 0,677$$

$$P_i = 1673,6 \text{ kW} \quad (2.75)$$

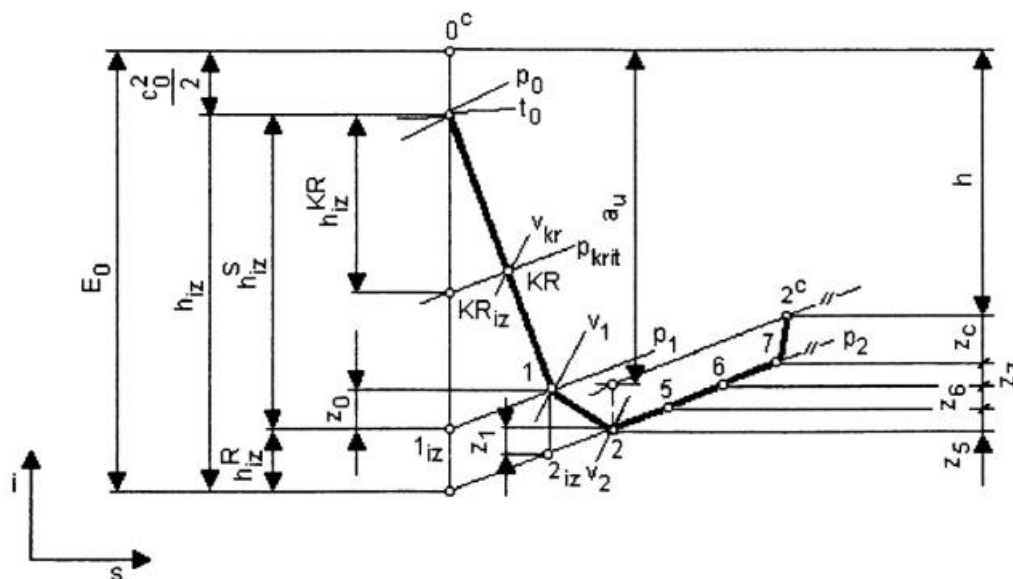
Koncový bod expanze.

$$i_{2c} = i_0 + \frac{c_0^2}{2} - \left( h_{iz} + \frac{c_0^2}{2} \right) \cdot \eta_{TDi}$$

$$i_{2c} = 3436,43 + \frac{25^2}{2} - \left( 106,38 + \frac{25^2}{2} \right) \cdot 0,677 = 3364,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.76)$$

Tlakové číslo značící zatížení regulačního stupně (optimální hodnota okolo 4,8).

$$\psi = \frac{2 \cdot h_{iz}}{u^2} = \frac{2 \cdot 106380}{214,24^2} = 4,64 \quad (2.77)$$



*Obr. 2.8 Expanze páry v regulačním stupni [2]*

#### 2.2.4 Pevnostní výpočet regulačního stupně

Pro kompletní detailní výpočet regulačního stupně je nutno provést pevnostní kontrolu oběžného kola, které je namáháno tahem a ohybem, což je způsobeno odstředivou silou a proudem páry, protože stupeň reakce u akčního kola je nenulový, uvažuje se i síla způsobená rozdílem tlaků. Kontrola namáhání tahem je prováděna pro 127 % jmenovitý otáček podle API 612. Výpočet byl realizován podle [4].

Otázky pro pevnostní kontrolu.

$$n_{127} = n \cdot 1,27 = \frac{5450}{60} \cdot 1,27 = 115,36 \text{ s}^{-1} \quad (2.78)$$

Parciální ostřík lopatek má vliv na výsledné ohybové napětí a síly působící na oběžné kolo jsou největší u ostříknutých lopatek. Počet ostříknutých lopatek je potom.

$$z_{os} = \varepsilon \cdot z_r = 0,249 \cdot 130 = 33 \quad (2.79)$$

Obvodová síla.

$$F_u = \dot{M}_p \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z_{os}} = 23,17 \cdot \frac{434,55 - 0,66}{33} = 304,64 \text{ N} \quad (2.80)$$

Axiální síla působící na 1 lopatku zohledňující rozdíl tlaků před a za oběžným kolem.

$$F_{a1} = \frac{\dot{M}_p \cdot (c_{1a} - c_{2a})}{Z_{os}} + \frac{p_1 - p_2}{Z_r} \cdot \pi \cdot D_s \cdot l_2 \quad (2.81)$$

$$F_{a1} = \frac{23,17 \cdot (92,37 - 83,28)}{33} + \frac{(64,17 - 63,32) \cdot 10^5}{130} \cdot \pi \cdot 0,715 \cdot 0,0257 = 44,03 \text{ N}$$

Axiální síla působící na oběžné kolo.

$$F_a = \dot{M}_p \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + (p_1 - p_2) \cdot \pi \cdot D_s \cdot l_2 \quad (2.82)$$
$$F_a = 23,17 \cdot (92,37 - 83,28) + (64,17 - 63,32) \cdot 10^5 \cdot \pi \cdot 0,715 \cdot 0,0257 = 5105,21 \text{ N}$$

Moment od obvodové síly působící na lopatku.

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 304,64 \cdot \frac{0,0257}{2} = 3,91 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.83)$$

Moment od axiální síly působící na lopatku.

$$M_a = F_{a1} \cdot \frac{l_2}{2} = 44,03 \cdot \frac{0,0257}{2} = 0,57 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.84)$$

Výsledný ohybový moment.

$$M_o = \sqrt{M_u^2 + M_a^2} = \sqrt{3,91^2 + 0,57^2} = 3,96 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (2.85)$$

Pak ohybové napětí je.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{min}} = \frac{3,96}{0,342} = 11,57 \text{ MPa} \quad (2.86)$$

Ohybové napětí závisí na ohybovém modulu průřezu, který souvisí s daným profilem v tab. 3.

Úhlová rychlost oběžného kola.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{127} = 2 \cdot \pi \cdot 115,36 = 724,82 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.87)$$

Hustota oceli při zanedbání vlivu teploty.

$$\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (2.88)$$

Odstředivá síla působící na 1 lopatku.

$$F_{od1} = \rho \cdot S \cdot l_2 \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega^2 \quad (2.89)$$
$$F_{od1} = 7850 \cdot 2,607 \cdot 10^{-5} \cdot 0,0257 \cdot \frac{0,715}{2} \cdot 724,82^2 = 9878,19 \text{ N}$$

Protože byly zvoleny bandážované lopatky, musíme zohlednit i bandáž ve výpočtu, jelikož zvětší velikost odstředivé síly.

Střední průměr s přičtením volené výšky bandáže.

$$D_{sb} = D_s + t_b = 0,715 + 0,003 = 0,718 \text{ m} \quad (2.90)$$

Odstředivá síla od bandáže na 1 lopatku.

$$F_{odb} = \rho \cdot \pi \cdot l_2 \cdot B \cdot t_b \cdot \frac{D_{sb}}{2 \cdot z_r} \cdot \omega^2 \quad (2.91)$$

$$F_{odb} = 7850 \cdot \pi \cdot 0,0257 \cdot 0,0245 \cdot 0,003 \cdot \frac{0,718}{2 \cdot 130} \cdot 724,82^2 = 1980,65 \text{ N}$$

Pak celková odstředivá síla působící na jednu lopatku je.

$$F_{od} = F_{od1} + F_{odb} = 9878,19 + 1980,65 = 11858,8 \text{ N} \quad (2.92)$$

Napětí v tahu je dáno podílem celkové odstředivé síly ku ploše průřezu dané lopatky.

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od}}{S} = \frac{11858,8}{2,607 \cdot 100} = 45,49 \text{ MPa} \quad (2.93)$$

Celkové namáhání lopatek.

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_{tah} = 2 \cdot 11,57 + 45,49 = 68,62 \text{ MPa} \quad (2.94)$$

Hodnota celkového namáhání lopatek by neměla překročit dovolenou mez v ohybu, která je dána materiálem oběžných lopatek.

### 3 Stupňová část

Cílem výpočtu stupňové části je určit základní parametry turbíny, rozměry průtočných kanálů a pevnostní charakteristiku turbíny. Výpočet byl proveden dle požadavků API 612 při 105 % jmenovitých otáčkách a optimalizován tak, aby výsledný požadovaný výkon turbíny při 100 % otáčkách byl s co nejvyšší účinností. U výpočtu stupňové části parní turbíny je volen přetlakový typ lopatkování, což způsobí lepší proudění páry ve stupňové části a má vyšší termodynamickou účinnost. Díky použití přetlakového typu lopatkování dojde k nárůstu axiální síly, protože je významný rozdíl tlaků před a za oběžným kolem. Tyto axiální síly budou kompenzovány vyrovnávacím pístem, který je počítán v kapitole 4. Pro zjednodušení výpočtu byla rozdělena stupňová část na šest průtočných kanálů.

#### 3.1 Předběžný návrh stupňové části

V předběžném výpočtu stupňové části se určí orientační hodnoty hlavních rozměrů průtočného kanálu a počet stupňů parní turbíny.

##### 3.1.1 Výpočet stavových veličin a geometrie průtočného kanálu

Vstupní parametry prvního průtočného kanálu jsou výstupní parametry regulačního stupně. Celková entalpie je vypočítána v (2.76), od které je odečtena kinetická energie výstupní rychlosti, tlak v (2.7).

$$i_{l,in} = i_{2c} - \frac{c_2^2}{2} = 3364,5 - \frac{88,5^2}{2000} = 3361,04 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1)$$

$$p_{l,in} = p_2 = 63,32 \text{ bar} \quad (3.2)$$

$$s_{l,in} = f(p_{l,in}, i_{l,in}) = 6,782 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.3)$$

$$v_{l,in} = f(p_{l,in}, i_{l,in}) = 0,0517 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.4)$$

Hodnota tlaku v koncových bodech jednotlivých průtočných kanálů jsou optimalizovány tak, aby docházelo a rovnoměrnému rozložení zatížení jednotlivých stupňů.

$$p_{l,out} = 23 \text{ bar} \quad (3.5)$$

Této hodnotě odpovídají stavové veličiny.

$$i_{l,out,iz} = f(p_{l,out}, s_{l,in}) = 3067,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.6)$$

$$v_{l,out,iz} = f(p_{l,out}, s_{l,in}) = 0,1135 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.7)$$

Izoentropický tepelný spád v kanále.

$$h_{l,iz} = i_{l,in} - i_{l,out,iz} = 3364,51 - 3067,94 = 296,57 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.8)$$

Volba Parsonsova čísla v rozmezí (0,6 ÷ 0,85), u turbín s nižší účinností a menším počtem stupňů se volí nižší Parsonsovo číslo. U protitlakých turbín se očekává pokles Parsonsova čísla u prvního a posledního (n-tého) stupně o (5 ÷ 10 %).

$$Pa_s = 0,7 \quad (3.9)$$

$$Pa_{l,1} = 0,9 \cdot 0,7 = 0,63 \quad (3.10)$$

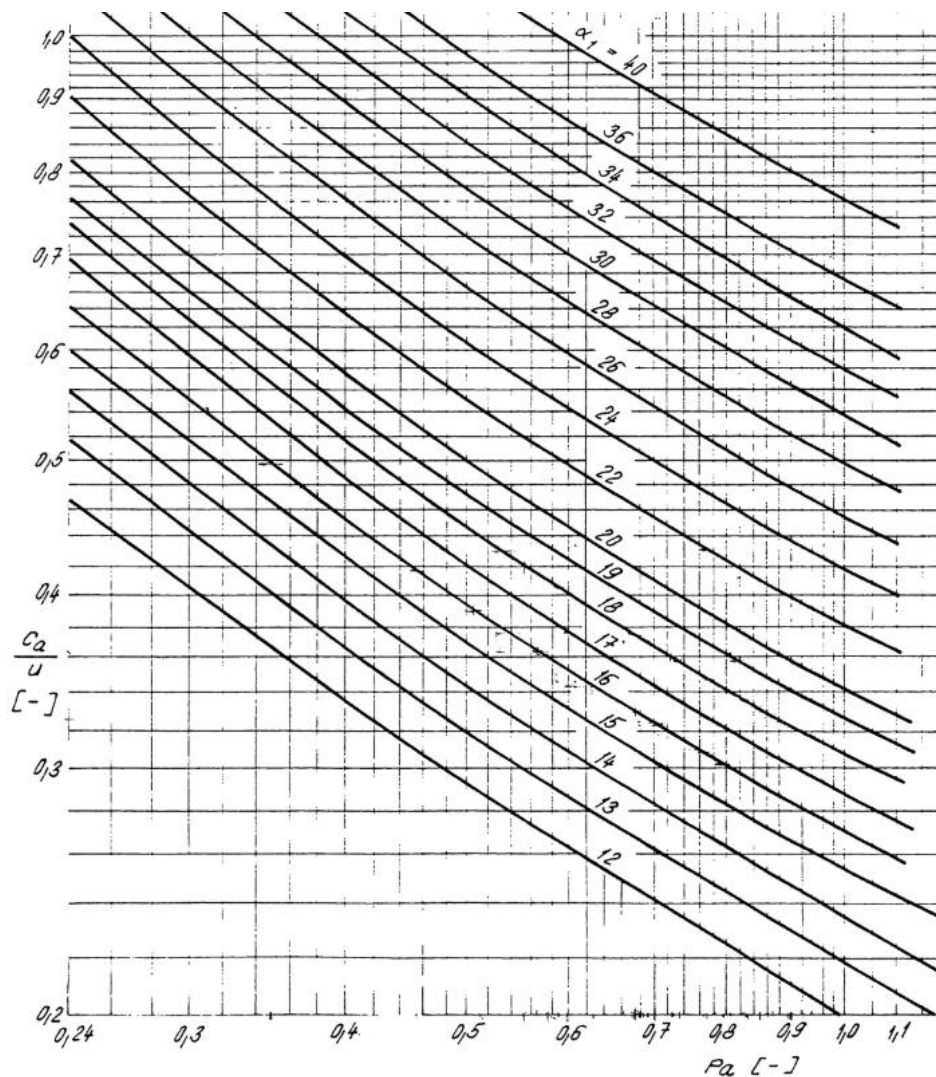
$$Pa_{l,n} = 0,9 \cdot 0,7 = 0,63 \quad (3.11)$$

Poté se zvolí výstupní úhel statorové lopatky u prvního a posledního stupně průtočného kanálu. U prvních průtočných kanálů narůstá úhel mírněji.

$$\alpha_{I,1} = 12^\circ \quad (3.12)$$

$$\alpha_{I,n} = 13^\circ \quad (3.13)$$

Z obr. 3.1 se odečte vhodný poměr  $(c_a/u)$  při daném výstupním úhlu statorové lopatky a Parsonsovu číslu.



Obr. 3.1 Diagram pro výpočet přetlakových stupňů metodou  $(c_a/u)$  [2]

$$(c_a/u)_{I,1} = 0,256 \quad (3.14)$$

$$(c_a/u)_{I,n} = 0,2675 \quad (3.15)$$

Délka první lopaty by neměla podkročit hodnotu 20 mm.

$$l_{I,1} = 0,022 \text{ m} \quad (3.16)$$

Nyní lze určit střední průměr lopatkování prvního stupně turbíny.

$$D_{I,1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{\dot{M}_p \cdot v_{I,in}}{n_{105} \cdot l_{I,1} \cdot (c_a/u)_{I,1}}} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{23,17 \cdot 0,0517}{95,38 \cdot 0,022 \cdot 0,256}} = 0,475 \text{ m} \quad (3.17)$$

Pro určení středního průměru posledního stupně je nejprve nutno stanovit poměr délky poslední lopatky ku střednímu průměru posledního stupně v prvním průtočném kanále, protože se obvykle délka poslední lopatky přímo nevolí. Pro prizmatický typ lopatek se obvykle volí v rozsahu  $(l/D)_n < (\frac{1}{10} \div \frac{1}{8})$ .

$$\left(\frac{l}{D}\right)_{I,n} = 0,083 \quad (3.18)$$

Pak střední průměr posledního stupně je.

$$D_{I,n} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_p \cdot v_{I,out,iz}}{\pi^2 \cdot n \cdot (l/D)_{I,n} \cdot (c_a/u)_{I,n}}} \quad (3.19)$$

$$D_{I,n} = \sqrt[3]{\frac{23,17 \cdot 0,1135}{\pi^2 \cdot 95,38 \cdot 0,083 \cdot 0,2675}} = 0,501 \text{ m}$$

Průměr hlavy a paty u prvního a posledního stupně.

$$D_{I,1p} = D_1 - l_1 = 0,453 \text{ m} \quad (3.20)$$

$$D_{I,1h} = D_1 + l_1 = 0,497 \text{ m} \quad (3.21)$$

$$D_{I,np} = D_n - l_n = 0,459 \text{ m} \quad (3.22)$$

$$D_{I,nh} = D_n + l_n = 0,543 \text{ m} \quad (3.23)$$

Přičemž délka poslední lopatky se zjistí z poměru  $(l/D)_n$ .

$$l_{I,n} = \left(\frac{l}{D}\right)_{I,n} \cdot D_{I,n} = 0,083 \cdot 0,501 = 0,042 \text{ m} \quad (3.24)$$

Střední obvodová rychlost.

$$u_{I,s} = \pi \cdot \left(\frac{D_{I,1} + D_{I,n}}{2}\right) \cdot n_{105} \quad (3.25)$$

$$u_{I,s} = \pi \cdot \left(\frac{0,475 + 0,501}{2}\right) \cdot 95,38 = 146,26 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Počet stupňů v průtočném kanále.

$$z_I = \frac{Pa_s \cdot h_{I,iz}}{u_{I,s}^2} = \frac{0,7 \cdot 296,57}{142,39^2} \doteq 10$$



### 3.1.2 Výpočet účinnosti průtočného kanálu a ztrát

Pro výpočet poměrné ztráty radiální mezerou je nutno zvolit toleranci radiální vůle.

$$x = 0,1 \text{ mm} \quad (3.26)$$

Radiální vůle pro první a poslední stupeň v prvním průtočném kanále.

$$k_{I,1} = D_{I,1h} + x = 0,497 + 0,1 = 0,597 \text{ mm} \quad (3.27)$$

$$k_{I,n} = D_{I,1nh} + x = 0,543 + 0,1 = 0,643 \text{ mm} \quad (3.28)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou v prvním a posledním stupni.

$$\xi_{I,k1} = \frac{0,3 + k_{I,1}}{l_{I,1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,597}{0,022 \cdot 1000} \cdot 4,5 = 0,184 \quad (3.29)$$

$$\xi_{I,kn} = \frac{0,3 + k_{I,n}}{l_{I,n}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,643}{0,042} \cdot 4,5 = 0,102 \quad (3.30)$$

Pro výpočet se uvažuje střední hodnota těchto dvou ztrát.

$$\xi_{I,k} = \frac{\xi_{I,k1} + \xi_{I,kn}}{2} = \frac{0,184 + 0,102}{2} = 0,143 \quad (3.31)$$

Ztráta rozvějířením.

$$\xi_{I,v1} = \left( \frac{l_{I,1}}{D_{I,1}} \right)^2 = \left( \frac{0,022}{0,475} \right)^2 = 0,002 \quad (3.32)$$

$$\xi_{I,vn} = \left( \frac{l_{I,n}}{D_{I,n}} \right)^2 = \left( \frac{0,042}{0,501} \right)^2 = 0,007 \quad (3.33)$$

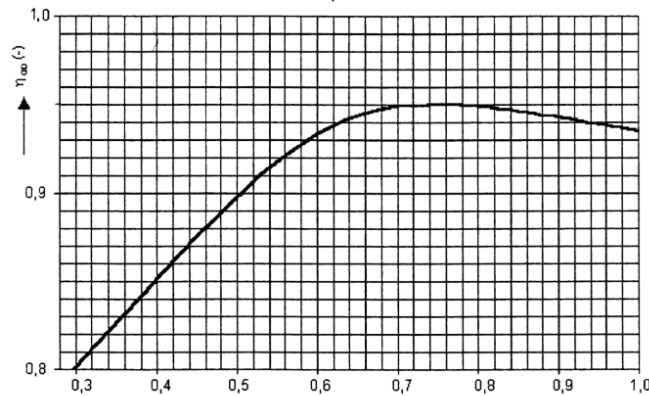
Střední hodnota ztráty rozvějířením v prvním a posledním stupni.

$$\xi_{I,v} = \frac{\xi_{I,v1} + \xi_{I,vn}}{2} = \frac{0,002 + 0,007}{2} = 0,005 \quad (3.34)$$

V prvním kanále nepracuje žádná část lopatkování v oblasti mokré páry, a proto se ztráta vlhkostí páry neuvažuje, dále se neuvažuje ztráta výstupní rychlosti, protože je zpracována v dalším průtočném kanále parní turbíny. Potom vnitřní účinnost prvního průtočného kanálu je.

$$\begin{aligned} \eta_{I,i} &= \eta_{nek} \cdot (1 + f) \cdot (1 - \xi_{I,k} - \xi_{I,v}) \\ \eta_{I,i} &= 0,95 \cdot 1,054 \cdot (1 - 0,143 - 0,005) = 0,85 \end{aligned} \quad (3.35)$$

Kde  $\eta_{nek}$  je voleno podle obr. 3.2.



Obr. 3.2 Závislost Parsonova čísla a účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku [2]

Skutečný entalpický spád pro první průtočný kanál.

$$h_I = h_{I,iz} \cdot \eta_{I,i} = 296,57 \cdot 0,85 = 253,46 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.36)$$

Vnitřní výkon stupňové části při rovnosti vstupní a výstupní kinetické energie.

$$P_{I,i} = h_I \cdot \dot{M}_p = 253,46 \cdot 23,17 = 5872,6 \text{ kW} \quad (3.37)$$

Nakonec se stanoví stavové veličiny na výstupu z průtočného kanálu.

$$i_{I,out} = i_{I,out,iz} + (h_{I,iz} - h_I) \quad (3.38)$$

$$i_{I,out} = 3364,51 + (296,57 - 253,46) = 3111,05 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$s_{I,out} = f(p_{I,out}, i_{I,out}) = 6,853 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.39)$$

$$v_{I,out} = f(p_{I,out}, i_{I,out}) = 0,1178 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.40)$$

Výpočet probíhá obdobně pro následujících pět průtočných kanálů, ale v částech lopatkování, kde suchost páry klesá pod 1 je navíc ve vztahu pro vnitřní účinnost stupně zahrnuta ztráta vlhkostí páry a v posledním průtočném kanále je zahrnuta také ztráta výstupní rychlosti. Příklad výpočtu poměrné ztráty vlhkosti pro čtvrtý průtočný kanál je uveden v (3.41), příklad výpočtu ztráty výstupní rychlosti v (3.48).

$$\xi_{IV,x} = 1 - \frac{x_{IV,in} + x_{IV,out}}{2} = 1 - \frac{0,973 + 0,926}{2} = 0,051 \quad (3.41)$$

Suchosti páry na vstupu a výstupu průtočného kanálu.

$$x_{IV,in} = f(p_{IV,in}, i_{IV,in}) = 0,973 \quad (3.42)$$

$$x_{IV,out} = f(p_{IV,in}, i_{IV,out,iz}) = 0,926 \quad (3.43)$$

Axiální výstupní rychlost páry z lopatkování je pro šestý průtočný kanál je odvozena z rovnice kontinuity.

$$c_{An} = \frac{\dot{M}_p \cdot v_{VI,out}}{\pi \cdot D_{VI,n} \cdot l_{VI,n}} = \frac{23,17 \cdot 17,013}{\pi \cdot 1,2 \cdot 0,500} = 209,03 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.44)$$

Pro určení měrného objemu na výstupu lopatkování je nutno upřesnit hodnotu entalpie na výstupu.

$$\begin{aligned} i_{VI,out} &= i_{VI,in} - h_{VI,iz} \cdot \eta_{VI,i} \\ i_{VI,out} &= 2371,81 - 148,28 \cdot 0,72 = 2264,88 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \end{aligned} \quad (3.45)$$

Pak je měrný objem v koncovém bodě expanze.

$$v_{VI,out} = f(p_{VI,out}, i_{VI,out}) = 17,013 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.46)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek.

$$\begin{aligned} c_{2n} &= c_{An} \cdot \sqrt{\left[ \cotg(\alpha_{VI,n}) - \left( \frac{u}{c_a} \right)_{VI,n} \right]^2 + 1} \\ c_{2n} &= 209,03 \cdot \sqrt{\left[ \cotg(26^\circ) - \frac{1}{0,57} \right]^2 + 1} = 217,99 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (3.47)$$

Výsledná ztráta výstupní rychlostí.

$$z_c = \frac{c_{2n}^2}{2} = \frac{217,99^2}{2000} = 23,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.48)$$

Pak skutečný entalpický spád se zahrnutím ztráty výstupní rychlosti za posledním stupněm.

$$h_{VI} = h_{VI,iz} \cdot \eta_{VI,i} - z_c = 148,28 \cdot 0,72 - 23,76 = 83,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.49)$$

### 3.1.3 Výsledky předběžného výpočtu

Tab. 4 Výsledky předběžného výpočtu 1/3

I. Průtočný kanál			II. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak na vstupu	$p_{I,in}$	63,32	$p_{II,in}$	23	[bar]
Entropie na vstupu	$s_{I,in}$	6,782	$s_{II,in}$	6,853	[kJ/kg · K]
Entalpie na vstupu	$i_{I,in}$	3361,04	$i_{II,in}$	3111,05	[kJ/kg]
Měrný objem na vstupu	$v_{I,in}$	0,0517	$v_{II,in}$	0,1178	[m <sup>3</sup> /kg]
Izoentropická entalpie na výstupu	$i_{I,out,iz}$	3067,94	$i_{II,out,iz}$	2828,84	[kJ/kg]
Izoentropický měrný objem na výstupu	$v_{I,out,iz}$	0,1135	$v_{II,out,iz}$	0,2945	[m <sup>3</sup> /kg]
Izoentropický tepelný spád	$h_{iz}$	296,57	$h_{II,iz}$	282,21	[kJ/kg]
Hmotnostní průtok	$\dot{M}_p$	23,17	$\dot{M}_p$	23,17	[kg/s]
Parsonovo číslo na vstupu	$Pa_{I,1}$	0,63	$Pa_{II,1}$	0,63	[-]
Parsonovo číslo na výstupu	$Pa_{I,n}$	0,63	$Pa_{II,n}$	0,63	[-]

I. Průtočný kanál			II. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Výstupní úhel statorové řady pro první lopatkovou řadu	$\alpha_{I,1}$	12	$\alpha_{II,1}$	13	[°]
Výstupní úhel statorové řady pro poslední lopatkovou řadu	$\alpha_{I,n}$	13	$\alpha_{II,n}$	14	[°]
Poměr $c_a/u$ na vstupu	$(c_a/u)_{I,1}$	0,256	$(c_a/u)_{II,1}$	0,268	[-]
Poměr $c_a/u$ na výstupu	$(c_a/u)_{I,n}$	0,266	$(c_a/u)_{II,n}$	0,295	[-]
Délka první lopatky	$l_{I,1}$	0,022	$l_{II,1}$	0,036	[m]
Střední průměr lopatkování prvního stupně	$D_{I,1}$	0,475	$D_{II,1}$	0,549	[m]
Poměr $l/D$ na výstupu	$(l/D)_{I,n}$	0,083	$(l/D)_{II,n}$	0,122	[-]
Střední průměr lopatkování posledního stupně	$D_{I,n}$	0,501	$D_{II,n}$	0,586	[m]
Délka poslední lopatky	$l_{I,n}$	0,042	$l_{II,n}$	0,072	[m]
Průměr hlavy na vstupu	$D_{I,1h}$	0,497	$D_{II,1h}$	0,585	[m]
Průměr paty na vstupu	$D_{I,1p}$	0,453	$D_{II,1p}$	0,513	[m]
Průměr hlavy na výstupu	$D_{I,nh}$	0,543	$D_{II,nh}$	0,658	[m]
Průměr paty na výstupu	$D_{I,np}$	0,459	$D_{II,np}$	0,515	[m]
Střední obvodová rychlost	$u_{I,s}$	146,26	$u_{II,s}$	170,02	[m/s]
Počet stupňů	$z_I$	10	$z_{II}$	7	[-]
Tlak na výstupu	$p_{I,out}$	23	$p_{II,out}$	7,00	[bar]
Entropie na výstupu	$s_{I,out}$	6,853	$s_{II,out}$	6,915	[kJ/kg·K]
Entalpie na výstupu	$i_{I,out}$	3111,05	$i_{II,out}$	2857,74	[kJ/kg]
Měrný objem na výstupu	$v_{I,out}$	0,1178	$v_{II,out}$	0,3041	[m³/kg]
Skutečný entalpický spád	$h_I$	253,46	$h_{II}$	253,31	[kJ/kg]
Tolerance radiální vůle	$x$	0,1	$x$	0,1	[mm]
Radiální vůle pro první stupeň	$k_{I,1}$	0,597	$k_{II,1}$	0,685	[mm]
Radiální vůle pro poslední stupeň	$k_{I,n}$	0,643	$k_{II,n}$	0,758	[mm]
Poměrná ztráta radiální mezerou v prvním stupni	$\xi_{I,k1}$	0,184	$\xi_{II,k1}$	0,123	[-]
Poměrná ztráta radiální mezerou v posledním stupni	$\xi_{I,kn}$	0,102	$\xi_{II,kn}$	0,067	[-]
Průměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_{I,k}$	0,143	$\xi_{II,k}$	0,095	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro první stupeň	$\xi_{I,v1}$	0,002	$\xi_{II,v1}$	0,004	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro poslední stupeň	$\xi_{I,vn}$	0,007	$\xi_{II,vn}$	0,015	[-]
Průměrná ztráta rozvějířením	$\xi_{I,v}$	0,005	$\xi_{II,v}$	0,010	[-]
Suchost páry na vstupu	$x_{I,1}$	1	$x_{II,1}$	1	[-]
Suchost páry na výstupu	$x_{I,n}$	1	$x_{II,n}$	1	[-]
Poměrná ztráta vlhkostí	$\xi_{I,x}$	0	$\xi_{II,x}$	0	[-]
Vnitřní účinnost	$\eta_{I,i}$	0,85	$\eta_{II,i}$	0,90	[-]
Vnitřní výkon	$P_{I,i}$	5872,60	$P_{II,i}$	5869,13	[kW]

Tab. 5 Výsledky předběžného výpočtu 2/3

III. Průtočný kanál			IV. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak na vstupu	$p_{III,in}$	7,00	$p_{IV,in}$	2,00	[bar]
Entropie na vstupu	$s_{III,in}$	6,915	$s_{IV,in}$	6,974	[kJ/kg·K]
Entalpie na vstupu	$i_{III,in}$	2857,74	$i_{IV,in}$	2646,19	[kJ/kg]
Měrný objem na vstupu	$v_{III,in}$	0,3041	$v_{IV,in}$	0,8616	[m <sup>3</sup> /kg]
Izoentropická entalpie na výstupu	$i_{III,out,iz}$	2622,71	$i_{IV,out,iz}$	2496,64	[kJ/kg]
Izoentropický měrný objem na výstupu	$v_{III,out,iz}$	0,8522	$v_{IV,out,iz}$	1,9325	[m <sup>3</sup> /kg]
Izoentropický tepelný spád	$h_{III,iz}$	235,03	$h_{IV,iz}$	149,55	[kJ/kg]
Hmotnostní průtok	$\dot{M}_p$	23,17	$\dot{M}_p$	23,17	[kg/s]
Parsonovo číslo na vstupu	$Pa_{III,1}$	0,63	$Pa_{IV,1}$	0,63	[-]
Parsonovo číslo na výstupu	$Pa_{III,n}$	0,63	$Pa_{IV,n}$	0,63	[-]
Výstupní úhel statorové řady pro první lopatkovou řadu	$\alpha_{III,1}$	14	$\alpha_{IV,1}$	15	[°]
Výstupní úhel statorové řady pro poslední lopatkovou řadu	$\alpha_{III,n}$	15	$\alpha_{IV,n}$	18	[°]
Poměr $c_a/u$ na vstupu	$(c_a/u)_{III,1}$	0,295	$(c_a/u)_{IV,1}$	0,317	[-]
Poměr $c_a/u$ na výstupu	$(c_a/u)_{III,n}$	0,317	$(c_a/u)_{IV,n}$	0,39	[-]
Délka první lopatky	$l_{III,1}$	0,070	$l_{IV,1}$	0,135	[m]
Střední průměr lopatkování prvního stupně	$D_{III,1}$	0,602	$D_{IV,1}$	0,704	[m]
Poměr $l/D$ na výstupu	$(l/D)_{III,n}$	0,213	$(l/D)_{IV,n}$	0,264	[-]
Střední průměr lopatkování posledního stupně	$D_{III,n}$	0,677	$D_{IV,n}$	0,773	[m]
Délka poslední lopatky	$l_{III,n}$	0,144	$l_{IV,n}$	0,204	[m]
Průměr hlavy na vstupu	$D_{III,1h}$	0,672	$D_{IV,1h}$	0,839	[m]
Průměr paty na vstupu	$D_{III,1p}$	0,532	$D_{IV,1p}$	0,569	[m]
Průměr hlavy na výstupu	$D_{III,nh}$	0,822	$D_{IV,nh}$	0,977	[m]
Průměr paty na výstupu	$D_{III,np}$	0,533	$D_{IV,np}$	0,569	[m]
Střední obvodová rychlost	$u_{III,s}$	191,67	$u_{IV,s}$	221,28	[m/s]
Počet stupňů	$z_{III}$	4	$z_{IV}$	2	[-]
Tlak na výstupu	$p_{III,out}$	2,00	$p_{IV,out}$	0,80	[bar]
Entropie na výstupu	$s_{III,out}$	6,974	$s_{IV,out}$	7,030	[kJ/kg·K]
Entalpie na výstupu	$i_{III,out}$	2646,19	$i_{IV,out}$	2517,25	[kJ/kg]
Měrný objem na výstupu	$v_{III,out}$	0,8616	$v_{IV,out}$	1,951	[m <sup>3</sup> /kg]
Skutečný entalpický spád	$h_{III}$	211,54	$h_{IV}$	128,94	[kJ/kg]
Tolerance radiální vůle	$x$	0,1	$x$	0,1	[mm]
Radiální vůle pro první stupeň	$k_{III,1}$	0,772	$k_{IV,1}$	0,939	[mm]
Radiální vůle pro poslední stupeň	$k_{III,n}$	0,922	$k_{IV,n}$	1,077	[mm]
Poměrná ztráta radiální mezerou v prvním stupni	$\xi_{III,k1}$	0,069	$\xi_{IV,k1}$	0,041	[-]

III. Průtočný kanál			IV. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Poměrná ztráta radiální mezerou v posledním stupni	$\xi_{III,kn}$	0,038	$\xi_{IV,kn}$	0,030	[-]
Průměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_{III,k}$	0,054	$\xi_{IV,k}$	0,036	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro první stupeň	$\xi_{III,v1}$	0,014	$\xi_{IV,v1}$	0,037	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro poslední stupeň	$\xi_{III,vn}$	0,045	$\xi_{IV,vn}$	0,070	[-]
Průměrná ztráta rozvějířením	$\xi_{III,v}$	0,029	$\xi_{IV,v}$	0,053	[-]
Suchost páry na vstupu	$x_{III,1}$	1	$x_{IV,1}$	0,97	[-]
Suchost páry na výstupu	$x_{III,n}$	0,96	$x_{IV,n}$	0,93	[-]
Poměrná ztráta vlhkostí	$\xi_{III,x}$	0,019	$\xi_{IV,x}$	0,051	[-]
Vnitřní účinnost	$\eta_{III,i}$	0,90	$\eta_{IV,i}$	0,86	[-]
Vnitřní výkon	$P_{III,i}$	4901,40	$P_{IV,i}$	2987,50	[kW]

Tab. 6 Výsledky předběžného výpočtu 3/3

V. Průtočný kanál			VI. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlak na vstupu	$p_{V,in}$	0,80	$p_{VI,in}$	0,23	[bar]
Entropie na vstupu	$s_{V,in}$	7,030	$s_{VI,in}$	7,138	[kJ/kg·K]
Entalpie na vstupu	$i_{V,in}$	2517,25	$i_{VI,in}$	2371,81	[kJ/kg]
Měrný objem na vstupu	$v_{V,in}$	1,952	$v_{VI,in}$	6,016	[m³/kg]
Izoentropická entalpie na výstupu	$i_{V,out,iz}$	2335,65	$i_{VI,out,iz}$	2223,53	[kJ/kg]
Izoentropický měrný objem na výstupu	$v_{V,out,iz}$	5,913	$v_{VI,out,iz}$	16,67	[m³/kg]
Izoentropický tepelný spád	$h_{V,iz}$	181,60	$h_{VI,iz}$	148,28	[kJ/kg]
Hmotnostní průtok	$\dot{M}_p$	23,17	$\dot{M}_p$	23,17	[kg/s]
Parsonovo číslo na vstupu	$Pa_{V,1}$	0,63	$Pa_{VI,1}$	0,63	[-]
Parsonovo číslo na výstupu	$Pa_{V,n}$	0,63	$Pa_{VI,n}$	0,63	[-]
Výstupní úhel statorové řady pro první lopatkovou řadu	$\alpha_{V,1}$	18	$\alpha_{VI,1}$	22	[°]
Výstupní úhel statorové řady pro poslední lopatkovou řadu	$\alpha_{V,n}$	22	$\alpha_{VI,n}$	26	[°]
Poměr $c_a/u$ na vstupu	$(c_a/u)_{V,1}$	0,39	$(c_a/u)_{VI,1}$	0,47	[-]
Poměr $c_a/u$ na výstupu	$(c_a/u)_{V,n}$	0,47	$(c_a/u)_{VI,n}$	0,57	[-]
Délka první lopatky	$l_{V,1}$	0,180	$l_{VI,1}$	0,310	[m]
Střední průměr lopatkování prvního stupně	$D_{V,1}$	0,827	$D_{VI,1}$	1,008	[m]
Poměr $l/D$ na výstupu	$(l/D)_{V,n}$	0,335	$(l/D)_{VI,n}$	0,417	[-]
Střední průměr lopatkování posledního stupně	$D_{V,n}$	0,974	$D_{VI,n}$	1,200	[m]

V. Průtočný kanál			VI. Průtočný kanál		
Název	Značka	Hodnota	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka poslední lopatky	$l_{V,n}$	0,326	$l_{VI,n}$	0,500	[m]
Průměr hlavy na vstupu	$D_{V,1h}$	1,007	$D_{VI,1h}$	1,318	[m]
Průměr paty na vstupu	$D_{V,1p}$	0,647	$D_{VI,1p}$	0,698	[m]
Průměr hlavy na výstupu	$D_{V,nh}$	1,301	$D_{VI,nh}$	1,700	[m]
Průměr paty na výstupu	$D_{V,np}$	0,648	$D_{VI,np}$	0,700	[m]
Střední obvodová rychlost	$u_{V,s}$	269,86	$u_{VI,s}$	330,78	[m/s]
Počet stupňů	$z_V$	2	$z_{VI}$	1	[-]
Tlak na výstupu	$p_{V,out}$	0,23	$p_{VI,out}$	0,07	[bar]
Entropie na výstupu	$s_{V,out}$	7,138	$s_{VI,out}$	7,270	[kJ/kg·K]
Entalpie na výstupu	$i_{V,out}$	2371,81	$i_{VI,out}$	2264,88	[kJ/kg]
Měrný objem na výstupu	$v_{V,out}$	6,016	$v_{VI,out}$	17,01	[m <sup>3</sup> /kg]
Skutečný entalpický spád	$h_V$	145,44	$h_{VI}$	83,18	[kJ/kg]
Tolerance radiální vůle	$x$	0,1	$x$	0,1	[mm]
Radiální vůle pro první stupeň	$k_{V,1}$	1,107	$k_{VI,1}$	1,418	[mm]
Radiální vůle pro poslední stupeň	$k_{V,n}$	1,401	$k_{VI,n}$	1,800	[mm]
Poměrná ztráta radiální mezerou v prvním stupni	$\xi_{V,k1}$	0,035	$\xi_{VI,k1}$	0,025	[-]
Poměrná ztráta radiální mezerou v posledním stupni	$\xi_{V,kn}$	0,023	$\xi_{VI,kn}$	0,019	[-]
Průměrná ztráta radiální mezerou	$\xi_{V,k}$	0,029	$\xi_{VI,k}$	0,022	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro první stupeň	$\xi_{V,v1}$	0,047	$\xi_{VI,v1}$	0,095	[-]
Poměrná ztráta rozvějířením pro poslední stupeň	$\xi_{V,vn}$	0,112	$\xi_{VI,vn}$	0,174	[-]
Průměrná ztráta rozvějířením	$\xi_{V,v}$	0,080	$\xi_{VI,v}$	0,134	[-]
Suchost páry na vstupu	$x_{V,1}$	0,93	$x_{VI,1}$	0,90	[-]
Suchost páry na výstupu	$x_{V,n}$	0,88	$x_{VI,n}$	0,85	[-]
Poměrná ztráta vlhkostí	$\xi_{V,x}$	0,092	$\xi_{VI,x}$	0,124	[-]
Vnitřní účinnost	$\eta_{V,i}$	0,80	$\eta_{VI,i}$	0,72	[-]
Vnitřní výkon	$P_{V,i}$	3369,76	$P_{VI,i}$	1927,14	[kW]
Axiální rychlost na výstupu	-	-	$c_{An}$	209,03	[m/s]
Absolutní rychlost na výstupu	-	-	$c_{2n}$	217,99	[m/s]
Ztráta výstupní rychlostí	-	-	$z_c$	23,76	[kJ/kg]

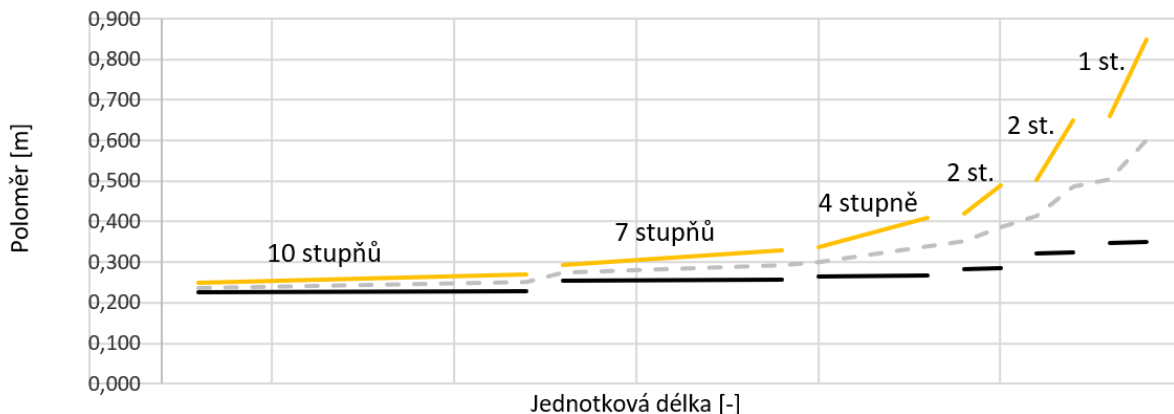
Celkový předběžný výkon turbíny je součet vnitřních výkonů jednotlivých stupňů s vnitřním výkonem regulačního stupně.

$$P_i = P_{I,i} + P_{II,i} + P_{III,i} + P_{IV,i} + P_{V,i} + P_{VI,i} + P_{RS,i} \quad (3.50)$$

$$P_i = 5872,6 + 5869,13 + 4901,4 + 2987,5 + 3369,76 + 1927,14 + 1673,63$$

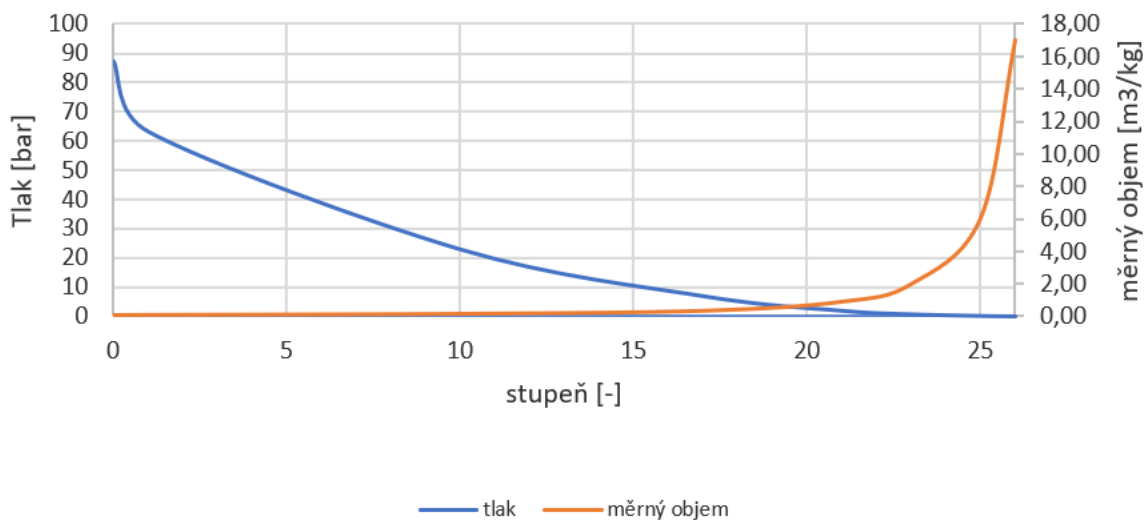
$$P_i = 26601 \text{ kW}$$

Výsledný tvar průtočných kanálů turbíny předběžného návrhu s počty stupňů pro dané průtočné kanály je na obr. 3.3.



Obr. 3.3 Tvar průtočných kanálů předběžném návrhu

Diagram p-v zobrazující změnu tlaku a měrného objemu po délce turbíny je na obr. 3.4.



Obr. 3.4 p-v diagram po předběžném návrhu

Po dokončení předběžného návrhu stupňové části jsou známy stavové veličiny před a za jednotlivými průtočnými kanály, počty stupňů jednotlivých průtočných kanálů, výstupní úhly, délky lopatek první a poslední řady jednotlivých průtočných kanálů, dále ztráty, účinnosti a vnitřní výkony jednotlivých kanálů. Hodnota předběžného výkonu turbíny je 26 601 kW a celkový počet stupňů je 26. Jednotlivé průtočné kanály jsou rozděleny po 10-7-4-2-2-1 stupních.

### 3.2 Detailní návrh stupňové části

V detailním návrhu stupňové části se přesně stanoví stavové veličiny, geometrie a ostatní parametry jednotlivých stupňů, které jsou v předběžném návrhu pouze orientační. Výpočet je veden od posledního stupně. Z předběžného návrhu jsou převzaty stavy páry na konci turbíny, počet stupňů a geometrie jednotlivých kuželů, které jsou v detailním výpočtu



optimalizovány. Detailní výpočet stupňové části probíhal iteračně, délka lopatek v jednotlivých průtočných kanálech byla lineárně interpolována a byla volena pouze délka lopatky na vstupu do prvního stupně a délka výstupní hrany posledního stupně v daném kuželu. Vlivy rozdílů vstupních a výstupních rychlostí byly zanedbány.

### 3.2.1 Volba a výpočet geometrie stupně

Pro ukázkový výpočet bude spočítána geometrie posledního stupně. Výpočet obsahuje již optimalizované hodnoty.

Volený průměr paty stupně (rotoru).

$$D_{2p} = 0,62 \text{ m} \quad (3.51)$$

Volená délka rotorové lopatky.

$$l_2 = 0,463 \quad (3.52)$$

Střední průměr rotoru.

$$D_{2s} = D_{2p} + l_2 = 0,62 + 0,463 = 1,083 \text{ m} \quad (3.53)$$

Volený výstupní úhel proudu páry z rotorové lopatky.

$$\beta_2 = 36^\circ \quad (3.54)$$

Průměr hlavy rotoru.

$$D_{2h} = D_{2p} + 2 \cdot l_2 = 0,62 + 2 \cdot 0,463 = 1,546 \text{ m} \quad (3.55)$$

Průtočná axiální plocha rotoru.

$$S_{2a} = \pi \cdot D_{2s} \cdot l_2 = \pi \cdot 1,083 \cdot 0,463 = 1,575 \text{ m}^2 \quad (3.56)$$

Průměr paty statoru.

$$D_{1p} = D_{2p} \quad (3.57)$$

Volený výstupní úhel proudu páry ze statorové lopatky.

$$\alpha_1 = 28,6^\circ \quad (3.58)$$

Volená délka statorové lopatky.

$$l_1 = 0,376 \text{ m} \quad (3.59)$$

Střední průměr statoru.

$$D_{1s} = D_{1p} + l_1 = 0,62 + 0,376 = 0,996 \text{ m} \quad (3.60)$$

Průměr hlavy statoru.

$$D_{1h} = D_{2p} + 2 \cdot l_1 = 0,62 + 2 \cdot 0,376 = 1,372 \text{ m} \quad (3.61)$$

Průtočná axiální plocha statoru.

$$S_{1a} = \pi \cdot D_{1s} \cdot l_1 = \pi \cdot 0,996 \cdot 0,376 = 1,177 \text{ m}^2 \quad (3.62)$$

### 3.2.2 Výpočet energetických ztrát statoru a rotoru

Známy je výstupní stav páry za posledním stupněm. Nejprve byla hodnota entalpie na konci turbíny převzata z předběžného výpočtu kapitola (3.1.3), a následně optimalizována tak, aby rozdíl celkových hodnot entalpií za regulačním stupněm a před prvním stupněm se blížil nule. Výpočet opět obsahuje optimalizované hodnoty.

$$i_2 = 2283,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.63)$$

$$p_2 = p_k = 0,074 \text{ bar} \quad (3.64)$$

$$v_2 = f(p_2, i_2) = 17,18 \text{ m}^3 \cdot \text{kg} \quad (3.65)$$

$$s_2 = f(p_2, i_2) = 7,330 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.66)$$

$$x_2 = f(p_2, i_2) = 0,88 \quad (3.67)$$

Střední obvodová rychlost ve vztažné rotorové rovině.

$$u_2 = \pi \cdot D_{2s} \cdot n_{105} = \pi \cdot 1,083 \cdot 95,375 = 324,50 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.68)$$

Absolutní axiální rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek odvozená z rovnice kontinuity, kde hmotnostní tok je zmenšen o hmotnostní tok ucpávkou A1 viz. kapitola 4.

$$c_{2a} = \frac{(\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot v_2}{S_{2a}} = \frac{(23,17 - 0,088) \cdot 17,18}{1,575} = 251,66 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.69)$$

Pak poměr  $c_a/u$  pro rotorovou část je.

$$\frac{c_{2a}}{u_2} = \frac{324,50}{251,66} = 0,78 \quad (3.70)$$

Rychlostní součinitel pro rotor, který byl v prvním kroku odhadnut, a poté iterační metodou upřesněn. Byl použit stejný vztah jako v rovnici číslo (2.40).

$$\psi = 0,98$$

Ztrátový součinitel pro rotor.

$$\lambda^R = \frac{1}{\psi^2} - 1 = \frac{1}{0,98^2} - 1 = 0,038 \quad (3.71)$$

Stanoví se Parsonsovo číslo pro rotor.

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{\lambda^R}{\sin^2(\beta_2)} \cdot \left(\frac{c_{2a}}{u_2}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\beta_2)} \cdot \frac{c_{2a}}{u_2} - 1} \quad (3.72)$$

$$Pa_2 = \frac{1}{\frac{0,038}{\sin^2(36^\circ)} \cdot (0,78)^2 + \frac{2}{\tan(36^\circ)} \cdot 0,78 - 1} = 0,83$$

Nyní se přes ztráty stanoví teoretická hodnota entalpie v bodě 2. Nejprve se musí určit hodnota entalpie v bodě 2u odečtením všech ztrát mimo profilových od hodnoty entalpie v bodě 2. Ztráty byly v prvním kroku odhadnuty, a poté iterační metodou zpřesněny. Veškeré body jsou zobrazeny v obr. 3.5.

$$\Sigma \xi_i = 34,33 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.73)$$

Pak hodnota entalpie v bodě 2u.

$$i_{2u} = i_2 - \Sigma \xi_i = 2283,6 - 34,33 = 2249,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.74)$$

Následně se stanoví energetická ztráta rotoru pomocí relativních rychlostí. Relativní rychlost páry na výstupu.

$$w_2 = \frac{c_{2a}}{\sin(\beta_2)} = \frac{324,50}{\sin(36^\circ)} = 428,15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.75)$$

Teoretická relativní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek.

$$w_{2iz} = \frac{w_2}{\psi} = \frac{428,15}{0,98} = 436,30 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.76)$$

Izoentalpický spád na rotor, kde hodnota relativní rychlosti  $w_1$  byla opět v prvním kroku odhadnuta a poté iteračním výpočtem zpřesněna.

$$h_{iz}^R = \frac{w_{2iz}^2 - w_1^2}{2} = \frac{436,30^2 - 207,29^2}{2000} = 73,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.77)$$

Pak energetická ztráta rotoru.

$$z^R = \frac{w_{2iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{436,30^2}{2000} \cdot (1 - 0,98^2) = 3,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.78)$$

Po odečtení hodnoty energetických ztrát rotoru od hodnoty entalpie v bodě 2u, dostaneme bod  $i'_{2iz}$ .

$$i'_{2iz} = i_{2u} - z^R = 2249,27 - 3,52 = 2245,74 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.79)$$

Nyní lze určit hodnotu entalpie mezi statorem a rotorem (bod 1).

$$i_1 = i'_{2iz} + h_{iz}^R = 2245,74 + 73,69 = 2319,44 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.80)$$

A ostatní stavové veličiny v tomto bodě.

$$s_1 = f(p_2, i_1) = 7,209 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.81)$$

$$p_1 = f(i_1, s_1) = 0,131 \text{ bar} \quad (3.82)$$

$$v_1 = f(p_1, i_1) = 10,06 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.83)$$

$$x_1 = f(p_1, i_1) = 0,88 \quad (3.84)$$

Pro určení energetické ztráty statoru je výpočet podobný rotorové části s rozdílem, že místo relativních složek rychlostí se uvažují absolutní.

Axiální složka absolutní rychlosti páry mezi statorem a rotorem.

$$c_{1a} = \frac{(\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot v_1}{S_{a1}} = \frac{(23,17 - 0,088) \cdot 10,06}{1,177} = 197,33 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.85)$$

Absolutní rychlost páry mezi statorem a rotorem.

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} = \frac{197,33}{\sin(28,6^\circ)} = 412,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.86)$$

Střední obvodová rychlost ve vztažné satorové rovině.

$$u_1 = \pi \cdot D_{1s} \cdot n_{105} = \pi \cdot 0,996 \cdot 95,375 = 298,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.87)$$

Průtočný součinitel pro satorovou část.

$$\frac{c_{1a}}{u_1} = 0,66 \quad (3.88)$$

Určení rychlostního součinitele satoru je obdobné jako u rotorové části, dále jako u (2.39).

$$\varphi = 0,98 \quad (3.89)$$

Ztrátový součinitel pro sator.

$$\lambda^s = \frac{1}{\varphi^2} - 1 = \frac{1}{0,98^2} - 1 = 0,038 \quad (3.90)$$

Parsonovo číslo pro satorovou část.

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{\lambda^s}{\sin^2(\alpha_1)} \cdot \left(\frac{c_{1a}}{u_1}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\alpha_1)} \cdot \frac{c_{1a}}{u_1} - 1} \quad (3.91)$$

$$Pa_1 = \frac{1}{\frac{0,038}{\sin^2(28,6^\circ)} \cdot (0,66)^2 + \frac{2}{\tan(28,6^\circ)} \cdot 0,66 - 1} = 0,67$$

Teoretická hodnota absolutní složky rychlosti za statorem.

$$c_{1iz} = \frac{c_1}{\varphi} = \frac{412,22}{0,98} = 419,41 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.92)$$

Určení izoentálpického tepelného spádu pro satorovou část, kde v prvním kroku je hodnota absolutní rychlosti před statorem opět odhadnuta.

$$h_{iz}^s = \frac{c_{iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{419,41^2 - 174,9^2}{2000} = 72,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.93)$$

Energetická ztráta ve statorové části je potom.

$$z^S = \frac{c_{1iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{419,41^2}{2000} \cdot (1 - 0,98^2) = 2,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.94)$$

Po odečtení energetické ztráty od entalpie v bodě 2' dostaneme teoretickou hodnotu entalpie v bodě 2.

$$i_{2iz} = i'_{2iz} - z^S = 2245,74 - 2,99 = 2242,75 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.95)$$

Nyní lze určit teoretická hodnota entalpie v bodě 1,

$$i_{1iz} = i_1 - z^S = 2319,44 - 2,99 = 2316,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.96)$$

a všechny stavy páry před statorem.

$$i_0 = i_{1iz} + h_{iz}^S = 2316,45 + 72,66 = 2389,10 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.97)$$

$$s_0 = f(i_{1iz}, p_1) = 7,200 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.98)$$

$$p_0 = f(i_0, s_0) = 0,22 \text{ bar} \quad (3.99)$$

$$v_0 = f(p_0, i_0) = 6,215 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.100)$$

$$x_0 = f(p_0, i_0) = 0,91 \quad (3.101)$$

Izoentropický spád pro celý stupeň.

$$H_{iz}^{ST} = i_0 - i_{2iz} = 2389,10 - 2242,75 = 146,35 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.102)$$

### 3.2.3 Výpočet ostatních ztrát rotoru a entalpického spádu

Pro určení skutečného entalpického spádu na rotor je třeba stanovit poměrné ztráty rotoru. Výpočet probíhá obdobně jako v kapitole 3.1.2.

Pro výpočet poměrné ztráty radiální mezerou je nutno zvolit toleranci radiální vůle.

$$x = 0,3 \text{ mm} \quad (3.103)$$

Radiální vůle pro rotorovou řadu.

$$k_2 = D_{2h} + x = 1,546 + 0,3 = 1,846 \text{ mm} \quad (3.104)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro rotorovou řadu.

$$\xi_{k2} = \frac{0,3 + k_2}{l_2} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,846}{436} \cdot 4,5 = 0,021 \quad (3.105)$$

Poměrná ztráta rozvějířením pro rotor.

$$\xi_{v2} = \left( \frac{l_2}{D_{2s}} \right)^2 = \left( \frac{0,436}{1,083} \right)^2 = 0,183 \quad (3.106)$$

Poměrná ztráta vlhkostí pro stupeň.

$$\xi_x = 1 - \frac{x_0 + x_2}{2} = 1 - \frac{0,91 + 0,88}{2} = 0,108 \quad (3.107)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry pro rotor.

$$\xi_{x2} = \xi_x \cdot \frac{h_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = 0,108 \cdot \frac{73,69}{146,35} = 0,054 \quad (3.108)$$

Pro určení velikosti rotorové i satorové obvodové účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku byla křivka obr. 3.2 aproximována rovnicí, po dosazení Parsonsova čísla pro rotor do rovnice vyšla hodnota účinnosti.

$$\eta_{nek}^R = 0,95 \quad (3.109)$$

Rovnice aproximace křivky.

$$\begin{aligned} \eta_{nek} = & Pa^6 * 0,7189 - Pa^5 * 5,2541 + Pa * 14,3 - Pa^3 \\ & * 18,436 + Pa^2 * 11,354 - Pa * 2,7462 \\ & + 0,9962 \end{aligned} \quad (3.110)$$

Pak vnitřní účinnost rotorové řady.

$$\begin{aligned} \eta_i^R &= \eta_{nek} \cdot (1 - \xi_{k2} - \xi_{v2} - \xi_{x2}) \\ \eta_i^R &= \eta_{nek} \cdot (1 - \xi_{k2} - \xi_{v2} - \xi_{x2}) = 0,95 \cdot (1 - 0,021 - 0,183 - 0,054) \\ \eta_i^R &= 0,70 \end{aligned} \quad (3.111)$$

Skutečný entalpický spád pro rotor.

$$h^R = h_{iz}^R \cdot \eta_i^R = 73,69 \cdot 0,70 = 51,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.112)$$

### 3.2.4 Výpočet ostatních ztrát rotoru a entalpického spádu

Tolerance radiální vůle.

$$x = 0,3 \text{ mm} \quad (3.113)$$

Radiální vůle pro satorovou řadu.

$$k_1 = D_{1h} + x = 1,372 + 0,3 = 1,672 \text{ mm} \quad (3.114)$$

Poměrná ztráta radiální mezerou pro satorovou řadu.

$$\xi_{k1} = \frac{0,3 + k_1}{l_1} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 1,672}{376} \cdot 4,5 = 0,024 \quad (3.115)$$

Poměrná ztráta rozvějířením pro stator.

$$\xi_{v1} = \left( \frac{l_1}{D_{1s}} \right)^2 = \left( \frac{0,376}{0,996} \right)^2 = 0,143 \quad (3.116)$$

Poměrná ztráta vlhkostí páry pro stator.

$$\xi_{x1} = \xi_x \cdot \frac{h_{iz}^S}{H_{iz}^{ST}} = 0,108 \cdot \frac{72,66}{146,35} = 0,054 \quad (3.117)$$

Obvodová účinnost statoru pro nekonečně dlouhou lopatku je stanovena podle (3.109).

$$\eta_{nek}^S = 0,95 \quad (3.118)$$

Vnitřní účinnost statorové řady.

$$\begin{aligned} \eta_i^S &= \eta_{nek} \cdot (1 - \xi_{k2} - \xi_{v2} - \xi_{x2}) \\ \eta_i^S &= \eta_{nek} \cdot (1 - \xi_{k1} - \xi_{v1} - \xi_{x1}) = 0,95 \cdot (1 - 0,024 - 0,143 - 0,054) \\ \eta_i^S &= 0,74 \end{aligned} \quad (3.119)$$

Pak je skutečný entalpický spád pro statorovou řadu.

$$h^S = h_{iz}^S \cdot \eta_i^S = 72,66 \cdot 0,74 = 53,61 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.120)$$

### 3.2.5 Stanovení hlavních parametrů stupně

Vnitřní účinnost stupně za předpokladu shodné vstupní a výstupní absolutní rychlost páry.

$$\eta_i^{ST} = \frac{h^S + h^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{53,61 + 51,89}{146,35} = 0,72 \quad (3.121)$$

Vnitřní výkon stupně.

$$\begin{aligned} P_i &= (\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot (i_0 - i_2) \\ P_i &= (23,17 - 0,088) \cdot (2316,45 - 2283,60) = 2435,22 \text{ kW} \end{aligned} \quad (3.122)$$

Stupeň reakce vyjadřující celkové množství zpracovaného tepelného spádu rotorem. Optimální hodnota stupně reakce je v rozsahu (0,5 ÷ 0,6).

$$\rho = \frac{h_{iz}^R}{H_{iz}^{ST}} = \frac{73,69}{146,35} = 0,504 \quad (3.123)$$

Tlakové číslo vyjadřující zatížení jednotlivého stupně (optimální hodnota je kolem 2,8).

$$\psi = \frac{H_{iz}^{ST}}{u_2^2} = \frac{146,35}{324,50^2} = 2,78 \quad (3.124)$$

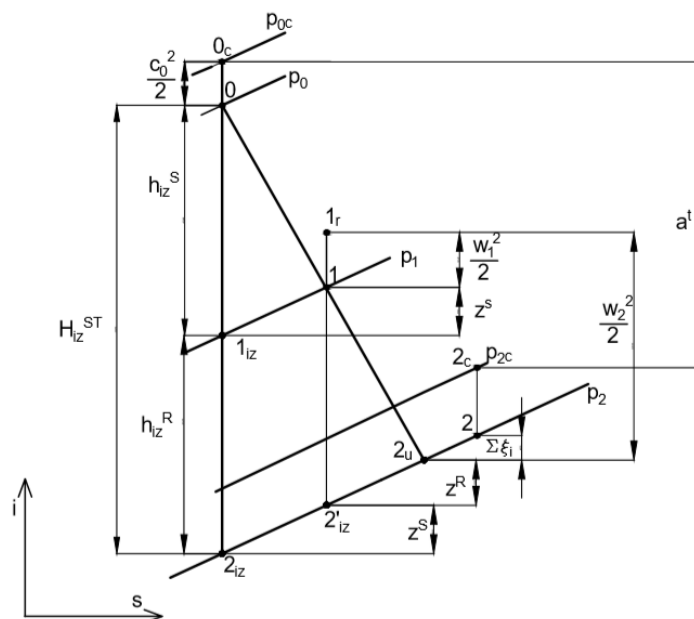
Nyní můžeme stanovit chybu, jaké jsme se dopustili ve výpočtu stupně odečtením nové hodnoty entalpie v bodě 2, ke které jsme došli našim výpočtem, od původní vstupní hodnoty entalpie v bodě 2 v (3.63).

$$i_{2nove} = i_0 - H_{iz}^{ST} = 2316,45 - 146,35 = 2283,60 \quad (3.125)$$

$$\Delta i_2 = i_2 - i_{2nove} = 2283,6 - 2283,6 = -0,0002 \quad (3.126)$$

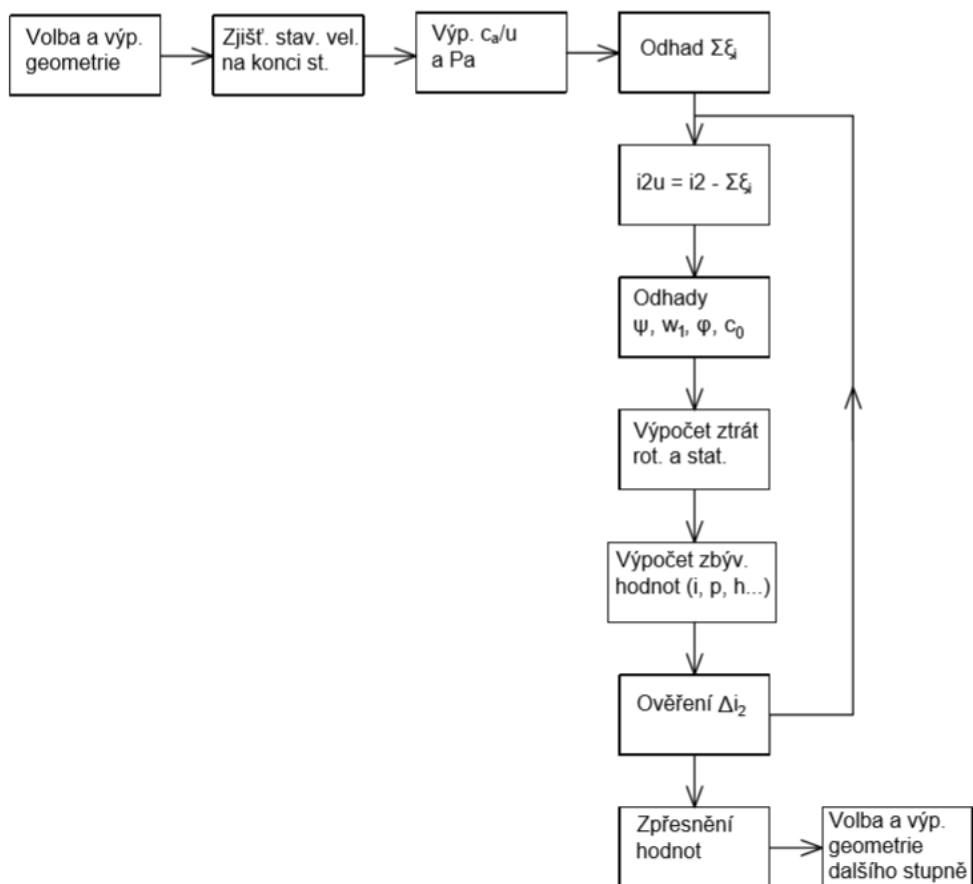
Chyba je tedy menší, než 1 %.

Celkový průběh expanze ve stupni se zaznačenými body.



Obr. 3.5 Průběh expanze ve stupni se zaznačenými rychlostmi

Pro lepší přehlednost detailního návrhu stupňové části byl postup výpočtu jednotlivého stupně zakreslen do vývojového diagramu v obr. 3.6.

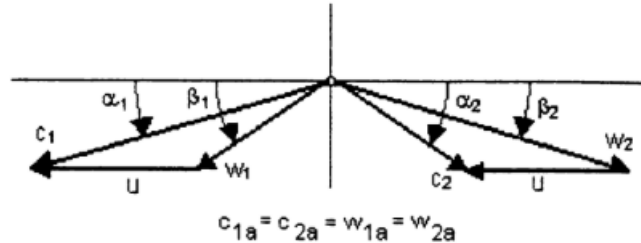


Obr. 3.6 Postup iteračního výpočtu



### 3.2.6 Výpočet rychlostí páry ve stupni

Některé z rychlostí páry byly stanoveny již v předchozích podkapitolách, proto zde nebudou uváděny, dále byly některé hodnoty rychlostí v prvním kroku výpočtu pouze odhadovány, proto zde budou uvedeny přesné výpočty. Až po zahrnutí všech rovnic rychlostí do výpočtu by se měl rozdíl entalpií v (3.126) blížit nule.



Obr. 3.7 Rychlostní trojúhelníky stupňové části [2]

Relativní rychlost páry na výstupu ze statoru.

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad (3.127)$$

$$w_1 = \sqrt{412,22^2 + 298,43^2 - 2 \cdot 412,22 \cdot 298,43 \cdot \cos(28,6^\circ)} = 207,29 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel relativní rychlosti páry na výstupu ze statoru.

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_1}{c_{1a}}\right) = \arcsin\left(\frac{207,29}{197,33}\right) = 72,16^\circ \quad (3.128)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžného kola.

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} \quad (3.129)$$

$$c_2 = \sqrt{428,15^2 + 324,50^2 - 2 \cdot 428,15 \cdot 324,50 \cdot \cos(36^\circ)} = 252,61 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Výstupní úhel absolutní rychlosti z rotoru.

$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{c_{2a}}{c_2}\right) = \arcsin\left(\frac{251,66}{252,61}\right) = 85,03^\circ \quad (3.130)$$

Unášivá složka absolutní rychlosti páry na vstupu do rotoru.

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) = 412,22 \cdot \cos(28,6^\circ) = 361,92 \quad (3.131)$$

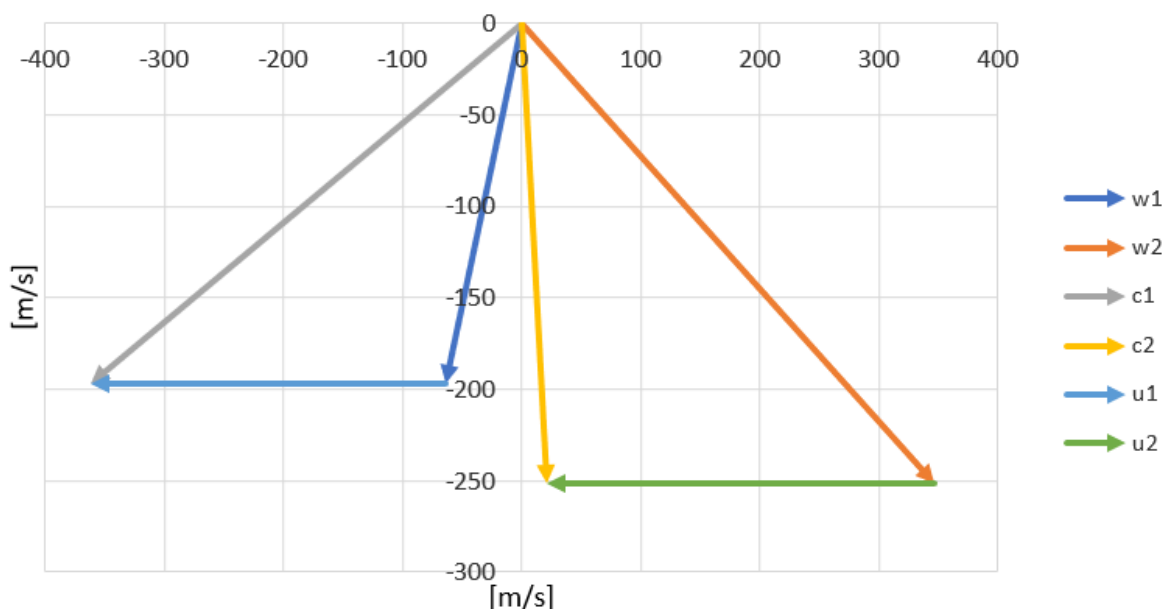
Unášivá složka relativní rychlosti páry na vstupu do rotoru.

$$w_{1u} = w_1 \cdot \cos(\beta_1) = 207,29 \cdot \cos(36^\circ) = 63,49 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.132)$$

Unášivá složka absolutní rychlosti páry na výstupu z rotoru.

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos(\alpha_2) = 252,61 \cdot \cos(28,6^\circ) = 21,88 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.133)$$

Nyní lze sestavit rychlostní trojúhelníky stupně.



Obr. 3.8 Rychlostní trojúhelníky posledního (25.) stupně

### 3.2.7 Výsledky stupňové části

Následující postup je aplikován pro zbývajících 25 stupňů, výsledky jsou uvedeny v tabulkách níže. Pro lepší orientaci jsou jednotlivé průtočné kanály barevně odděleny.

Tab. 7 Geometrie stupňové části

Stupeň	$D_{2p}$ [m]	$D_{2s}$ [m]	$D_{2h}$ [m]	$D_{1s}$ [m]	$D_{1h}$ [m]	$l_1$ [m]	$l_2$ [m]	$\beta_2$ [°]	$\alpha_1$ [°]	$S_{2a}$ [m <sup>2</sup> ]	$S_{1a}$ [m <sup>2</sup> ]
25	0,62	1,083	1,546	0,996	1,372	0,376	0,463	36	28,6	1,575	1,177
24	0,61	0,904	1,198	0,869	1,127	0,259	0,294	29,5	25,5	0,835	0,706
23	0,61	0,833	1,057	0,798	0,986	0,188	0,223	24	23,3	0,585	0,471
22	0,60	0,768	0,936	0,752	0,903	0,152	0,168	22,8	20,9	0,405	0,358
21	0,60	0,735	0,871	0,719	0,838	0,119	0,135	20,4	20,1	0,313	0,269
20	0,58	0,697	0,814	0,690	0,800	0,110	0,117	18,6	17,3	0,256	0,239
19	0,58	0,683	0,787	0,676	0,733	0,096	0,103	16,1	15,5	0,222	0,205
18	0,58	0,670	0,759	0,663	0,745	0,083	0,090	15,1	14,9	0,188	0,172
17	0,58	0,656	0,732	0,649	0,718	0,069	0,076	15	15	0,156	0,141
16	0,53	0,603	0,676	0,600	0,671	0,070	0,073	14,9	14,2	0,138	0,133
15	0,53	0,598	0,666	0,595	0,660	0,065	0,068	13,8	13,2	0,127	0,122
14	0,53	0,593	0,655	0,590	0,650	0,060	0,063	13	12,5	0,116	0,111
13	0,53	0,587	0,645	0,585	0,639	0,055	0,057	12,4	12,2	0,106	0,100
12	0,53	0,582	0,634	0,579	0,629	0,049	0,052	12,1	12	0,095	0,090
11	0,53	0,577	0,624	0,574	0,618	0,044	0,047	12	11,8	0,085	0,080

Stupeň	$D_{2p}$ [m]	$D_{2s}$ [m]	$D_{2h}$ [m]	$D_{1s}$ [m]	$D_{1h}$ [m]	$l_1$ [m]	$l_2$ [m]	$\beta_2$ [°]	$\alpha_1$ [°]	$S_{2a}$ [m <sup>2</sup> ]	$S_{1a}$ [m <sup>2</sup> ]
10	0,53	0,572	0,613	0,569	0,608	0,039	0,042	12	12	0,075	0,070
9	0,49	0,529	0,568	0,528	0,566	0,038	0,039	12,6	12,2	0,065	0,063
8	0,49	0,527	0,564	0,526	0,562	0,036	0,037	12,2	11,8	0,061	0,059
7	0,49	0,525	0,560	0,524	0,558	0,034	0,035	11,7	11,4	0,058	0,056
6	0,49	0,523	0,556	0,522	0,554	0,032	0,033	11,4	11,1	0,054	0,052
5	0,49	0,521	0,552	0,520	0,550	0,030	0,031	11,1	10,9	0,051	0,049
4	0,49	0,519	0,548	0,518	0,546	0,028	0,029	11	10,8	0,047	0,046
3	0,49	0,517	0,544	0,516	0,542	0,026	0,027	10,9	10,7	0,044	0,042
2	0,49	0,515	0,540	0,514	0,538	0,024	0,025	10,8	10,7	0,040	0,039
1	0,49	0,513	0,536	0,512	0,534	0,022	0,023	10,7	10,7	0,037	0,035

Tab. 8 Stavové veličiny stupňové části 1/3

Stupeň	$p_2$ [bar]	$i_2$ [kJ/kg]	$s_2$ [kJ/kg·K]	$v_2$ [m <sup>3</sup> /kg]	$x_2$ [-]	$i_{2u}$ [kJ/kg]	$h_{iz}^R$ [kJ/kg]	$i'_{2iz}$ [kJ/kg]	$i_1$ [kJ/kg]
25	0,074	2283,60	7,330	17,175	0,88	2249,27	73,69	2245,74	2319,44
24	0,224	2389,10	7,200	6,215	0,90	2372,45	51,92	2369,93	2421,86
23	0,455	2469,35	7,137	3,275	0,93	2458,29	44,37	2455,86	2500,23
22	0,807	2541,55	7,093	1,957	0,95	2533,76	37,36	2531,66	2569,02
21	1,282	2604,73	7,061	1,294	0,96	2598,59	34,58	2596,62	2631,20
20	1,920	2663,40	7,036	0,903	0,98	2658,57	31,07	2656,75	2687,81
19	2,710	2716,14	7,015	0,665	1,00	2711,88	30,48	2709,92	2740,40
18	3,733	2767,62	6,996	0,514	1,00	2763,50	28,75	2761,61	2790,36
17	4,965	2816,27	6,979	0,409	1,00	2811,97	26,76	2810,19	2836,95
16	6,419	2862,17	6,962	0,333	1,00	2858,57	23,17	2856,95	2880,12
15	7,931	2901,80	6,949	0,281	1,00	2898,23	22,95	2896,50	2919,45
14	9,702	2940,97	6,936	0,239	1,00	2937,38	22,52	2935,60	2958,12
13	11,739	2979,26	6,923	0,205	1,00	2975,53	22,16	2973,84	2996,00
12	14,029	3016,13	6,911	0,178	1,00	3012,20	21,55	3010,56	3032,10
11	16,591	3051,72	6,898	0,155	1,00	3047,50	21,04	3045,77	3066,81
10	19,499	3086,62	6,886	0,136	1,00	3081,91	20,85	3080,23	3101,08
9	22,763	3120,54	6,873	0,120	1,00	3116,78	17,82	3115,38	3133,21
8	25,898	3149,93	6,863	0,108	1,00	3146,10	17,30	3144,74	3162,04
7	29,279	3178,38	6,854	0,098	1,00	3174,40	17,42	3172,99	3190,41
6	33,022	3206,66	6,844	0,089	1,00	3202,52	17,12	3201,12	3218,23
5	37,089	3234,31	6,834	0,080	1,00	3229,95	17,08	3228,54	3245,62
4	41,531	3261,49	6,824	0,073	1,00	3256,88	16,61	3255,53	3272,14
3	46,280	3287,73	6,814	0,067	1,00	3282,82	16,47	3281,45	3297,92
2	51,435	3313,44	6,803	0,061	1,00	3308,16	16,55	3306,78	3323,33
1	57,049	3338,69	6,793	0,056	1,00	3332,84	16,93	3331,38	3348,31

Tab. 9 Stavové veličiny stupňové části 2/3

Stupeň	$p_1$ [bar]	$s_1$ [kJ/kg·K]	$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	$x_1$ [-]	$h_{iz}^S$ [kJ/kg]	$i_{2iz}$ [kJ/kg]	$i_0$ [kJ/kg]	$p_0$ [kJ/kg]	$s_0$ [kJ/kg]
25	0,131	7,209	10,058	0,88	72,66	2242,75	2389,10	0,224	7,200
24	0,324	7,143	4,433	0,91	49,61	2367,82	2469,35	0,455	7,137
23	0,611	7,098	2,506	0,93	43,26	2453,91	2541,55	0,807	7,093
22	1,020	7,066	1,584	0,95	37,41	2529,96	2604,73	1,282	7,061
21	1,577	7,040	1,075	0,97	33,78	2595,04	2663,40	1,920	7,036
20	2,294	7,019	0,770	0,99	29,77	2655,30	2716,14	2,710	7,015
19	3,204	7,000	0,579	1,00	28,75	2708,39	2767,62	3,733	6,996
18	4,330	6,982	0,455	1,00	27,40	2760,13	2816,27	4,965	6,979
17	5,658	6,965	0,368	1,00	26,60	2808,81	2862,17	6,419	6,962
16	7,148	6,951	0,305	1,00	22,91	2855,72	2901,80	7,931	6,949
15	8,784	6,938	0,259	1,00	22,82	2895,21	2940,97	9,702	6,936
14	10,684	6,925	0,221	1,00	22,45	2934,28	2979,26	11,739	6,923
13	12,863	6,913	0,190	1,00	21,43	2972,54	3016,13	14,029	6,911
12	15,288	6,901	0,166	1,00	20,87	3009,30	3051,71	16,591	6,898
11	17,998	6,888	0,145	1,00	21,07	3044,50	3086,61	19,499	6,886
10	21,087	6,875	0,127	1,00	20,72	3078,96	3120,53	22,763	6,873
9	24,293	6,865	0,114	1,00	17,77	3114,34	3149,93	25,898	6,863
8	27,545	6,855	0,103	1,00	17,35	3143,73	3178,38	29,279	6,854
7	31,112	6,845	0,093	1,00	17,31	3171,93	3206,66	33,022	6,844
6	35,009	6,835	0,084	1,00	17,12	3200,07	3234,31	37,089	6,834
5	39,270	6,825	0,077	1,00	16,92	3227,49	3261,48	41,531	6,824
4	43,857	6,815	0,070	1,00	16,58	3254,53	3287,72	46,280	6,814
3	48,799	6,805	0,064	1,00	16,52	3280,45	3313,43	51,435	6,803
2	54,200	6,794	0,059	1,00	16,38	3305,75	3338,68	57,049	6,793
1	60,133	6,783	0,054	1,00	16,81	3330,27	3364,01	63,325	6,781

Tab. 10 Stavové veličiny stupňové části 3/3

Stupeň	$v_0$ [m <sup>3</sup> /kg]	$x_0$ [-]	$h^R$ [kJ/kg]	$h^S$ [kJ/kg]	$H_{iz}^{ST}$ [kJ/kg]	$i_{2nove}$ [kJ/kg]	$\Delta i_2$ [kJ/kg]
25	6,215	0,90	53,61	51,89	146,35	2283,60	-0,0002
24	3,275	0,93	39,58	40,67	101,54	2389,10	0,0005
23	1,957	0,95	35,87	36,33	87,64	2469,35	-0,0004
22	1,294	0,96	31,64	31,53	74,77	2541,55	-0,0006
21	0,903	0,98	29,02	29,66	68,36	2604,73	-0,0004
20	0,665	1,00	25,82	26,92	60,84	2663,40	-0,0004
19	0,514	1,00	24,99	26,48	59,22	2716,14	0,0004
18	0,409	1,00	23,72	24,93	56,14	2767,62	-0,0004
17	0,333	1,00	22,82	23,07	53,36	2816,27	-0,0004
16	0,281	1,00	19,69	19,94	46,08	2862,17	-0,0003
15	0,239	1,00	19,51	19,66	45,77	2901,80	0,0007
14	0,205	1,00	19,09	19,20	44,97	2940,97	0,0004
13	0,178	1,00	18,11	18,77	43,59	2979,26	0,0006
12	0,155	1,00	17,47	18,11	42,42	3016,13	-0,0003

Stupeň	$v_0$ [m <sup>3</sup> /kg]	$x_0$ [-]	$h^R$ [kJ/kg]	$h^S$ [kJ/kg]	$H_{iz}^{ST}$ [kJ/kg]	$i_{2nove}$ [kJ/kg]	$\Delta i_2$ [kJ/kg]
11	0,136	1,00	17,40	17,50	42,11	3051,71	-0,0004
10	0,120	1,00	16,84	17,08	41,57	3086,61	0,0005
9	0,108	1,00	14,65	14,74	35,59	3120,53	-0,0004
8	0,098	1,00	14,22	14,23	34,65	3149,93	-0,0005
7	0,089	1,00	14,07	14,21	34,73	3178,38	0,0002
6	0,080	1,00	13,79	13,86	34,24	3206,66	-0,0002
5	0,073	1,00	13,49	13,68	33,99	3234,31	-0,0004
4	0,067	1,00	13,06	13,17	33,19	3261,48	0,0005
3	0,061	1,00	12,83	12,88	32,98	3287,72	-0,0005
2	0,056	1,00	12,50	12,75	32,93	3313,43	0,0005
1	0,052	1,00	12,56	12,77	33,74	3338,68	-0,0004

Tab. 11 Poměrné ztráty a účinnosti 1/2

Stupeň	$x^R$ [mm]	$k_2$ [mm]	$\xi_{k2}$ [-]	$\xi_{v2}$ [-]	$\xi_x$ [-]	$\xi_{x2}$ [-]	$z^R$ [kJ/kg]	$\eta_{nek}^R$ [-]	$\eta_i^R$ [-]
25	0,3	1,846	0,021	0,183	0,108	0,054	3,52	0,95	0,70
24	0,3	1,498	0,028	0,106	0,085	0,043	2,52	0,95	0,78
23	0,3	1,357	0,033	0,072	0,064	0,033	2,42	0,95	0,82
22	0,3	1,236	0,041	0,048	0,045	0,023	2,10	0,95	0,84
21	0,3	1,171	0,049	0,034	0,027	0,014	1,97	0,95	0,86
20	0,3	1,114	0,054	0,028	0,010	0,005	1,82	0,95	0,87
19	0,3	1,087	0,060	0,023	0,001	0,000	1,96	0,95	0,87
18	0,3	1,059	0,068	0,018	0,000	0,000	1,89	0,95	0,87
17	0,3	1,032	0,079	0,013	0,000	0,000	1,78	0,95	0,86
16	0,3	0,976	0,079	0,015	0,000	0,000	1,62	0,95	0,86
15	0,3	0,966	0,084	0,013	0,000	0,000	1,73	0,95	0,86
14	0,3	0,955	0,090	0,011	0,000	0,000	1,78	0,95	0,85
13	0,3	0,945	0,098	0,010	0,000	0,000	1,69	0,95	0,85
12	0,3	0,934	0,107	0,008	0,000	0,000	1,65	0,95	0,84
11	0,3	0,924	0,118	0,007	0,000	0,000	1,73	0,95	0,83
10	0,3	0,913	0,131	0,005	0,000	0,000	1,68	0,95	0,82
9	0,2	0,768	0,123	0,005	0,000	0,000	1,40	0,95	0,83
8	0,2	0,764	0,129	0,005	0,000	0,000	1,36	0,95	0,82
7	0,2	0,760	0,136	0,004	0,000	0,000	1,41	0,95	0,82
6	0,2	0,756	0,144	0,004	0,000	0,000	1,41	0,95	0,81
5	0,2	0,752	0,153	0,004	0,000	0,000	1,41	0,95	0,80
4	0,2	0,748	0,163	0,003	0,000	0,000	1,35	0,95	0,79
3	0,2	0,744	0,174	0,003	0,000	0,000	1,37	0,95	0,78
2	0,2	0,740	0,187	0,002	0,000	0,000	1,38	0,95	0,77
1	0,2	0,736	0,203	0,002	0,000	0,000	1,47	0,95	0,75

Tab. 12 Poměrné ztráty a účinnosti 2/2

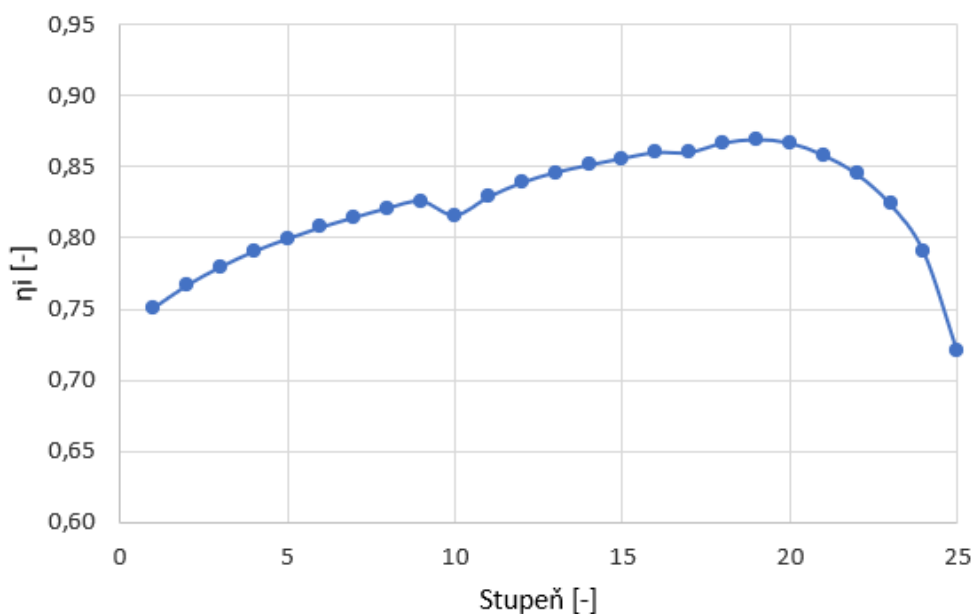
Stupeň	$k_1$ [mm]	$x^S$ [mm]	$\xi_{k1}$ [-]	$\xi_{v1}$ [-]	$\xi_{x1}$ [-]	$z^S$ [kJ/kg]	$\eta_{nek}^S$ [-]	$\eta_i^S$ [-]
25	1,672	0,3	0,024	0,143	0,054	2,99	0,95	0,74
24	1,427	0,3	0,030	0,089	0,041	2,12	0,95	0,80
23	1,286	0,3	0,038	0,056	0,032	1,95	0,95	0,83
22	1,203	0,3	0,045	0,041	0,023	1,70	0,95	0,85
21	1,138	0,3	0,054	0,027	0,014	1,58	0,95	0,86
20	1,100	0,3	0,057	0,025	0,005	1,45	0,95	0,87
19	1,073	0,3	0,064	0,020	0,000	1,53	0,95	0,87
18	1,045	0,3	0,073	0,016	0,000	1,48	0,95	0,87
17	1,018	0,3	0,086	0,011	0,000	1,38	0,95	0,86
16	0,971	0,3	0,081	0,014	0,000	1,24	0,95	0,86
15	0,960	0,3	0,087	0,012	0,000	1,29	0,95	0,86
14	0,950	0,3	0,094	0,010	0,000	1,32	0,95	0,85
13	0,939	0,3	0,102	0,009	0,000	1,30	0,95	0,84
12	0,929	0,3	0,112	0,007	0,000	1,26	0,95	0,84
11	0,918	0,3	0,124	0,006	0,000	1,27	0,95	0,83
10	0,908	0,3	0,139	0,005	0,000	1,26	0,95	0,81
9	0,766	0,2	0,126	0,005	0,000	1,05	0,95	0,82
8	0,762	0,2	0,133	0,005	0,000	1,01	0,95	0,82
7	0,758	0,2	0,140	0,004	0,000	1,05	0,95	0,81
6	0,754	0,2	0,148	0,004	0,000	1,04	0,95	0,81
5	0,750	0,2	0,158	0,003	0,000	1,05	0,95	0,80
4	0,746	0,2	0,168	0,003	0,000	1,00	0,95	0,79
3	0,742	0,2	0,180	0,003	0,000	1,00	0,95	0,78
2	0,738	0,2	0,195	0,002	0,000	1,03	0,95	0,76
1	0,734	0,2	0,212	0,002	0,000	1,11	0,95	0,75

Tab. 13 Hlavní parametry stupňové části

Stupeň	$\eta_i^{ST}$ [-]	$P_i$ [kW]	$\rho$ [-]	$\psi$ [-]
25	0,72	2435,23	0,50	2,78
24	0,79	1852,24	0,51	2,77
23	0,82	1666,44	0,51	2,81
22	0,84	1458,29	0,50	2,82
21	0,86	1354,33	0,51	2,82
20	0,87	1217,25	0,51	2,79
19	0,87	1188,18	0,51	2,83
18	0,87	1123,10	0,51	2,79
17	0,86	1059,29	0,50	2,76
16	0,86	914,88	0,50	2,82
15	0,86	904,15	0,50	2,85
14	0,85	883,64	0,50	2,85
13	0,85	851,11	0,51	2,82

Stupeň	$\eta_i^{ST}$ [-]	$P_i$ [kW]	$\rho$ [-]	$\psi$ [-]
12	0,84	821,34	0,51	2,79
11	0,83	805,53	0,50	2,82
10	0,82	782,95	0,50	2,83
9	0,83	649,05	0,50	2,83
8	0,82	628,12	0,50	2,78
7	0,81	624,44	0,50	2,81
6	0,81	610,46	0,50	2,79
5	0,80	600,01	0,50	2,79
4	0,79	579,32	0,50	2,75
3	0,78	567,76	0,50	2,75
2	0,77	557,43	0,50	2,77
1	0,75	559,25	0,50	2,86

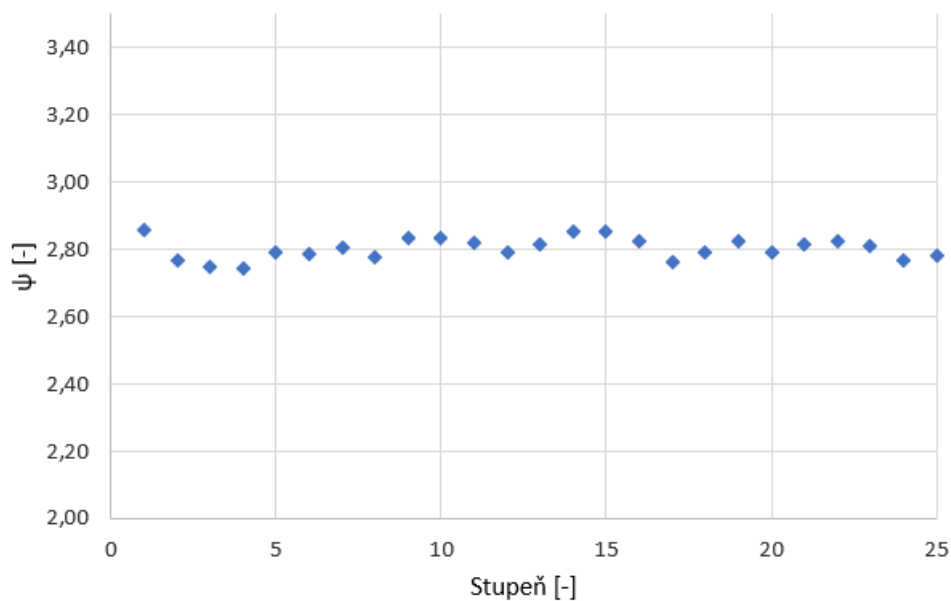
Průběh vnitřní účinnosti jednotlivých stupňů je vykreslen v obr. 3.9.



Obr. 3.9 Účinnosti jednotlivých stupňů

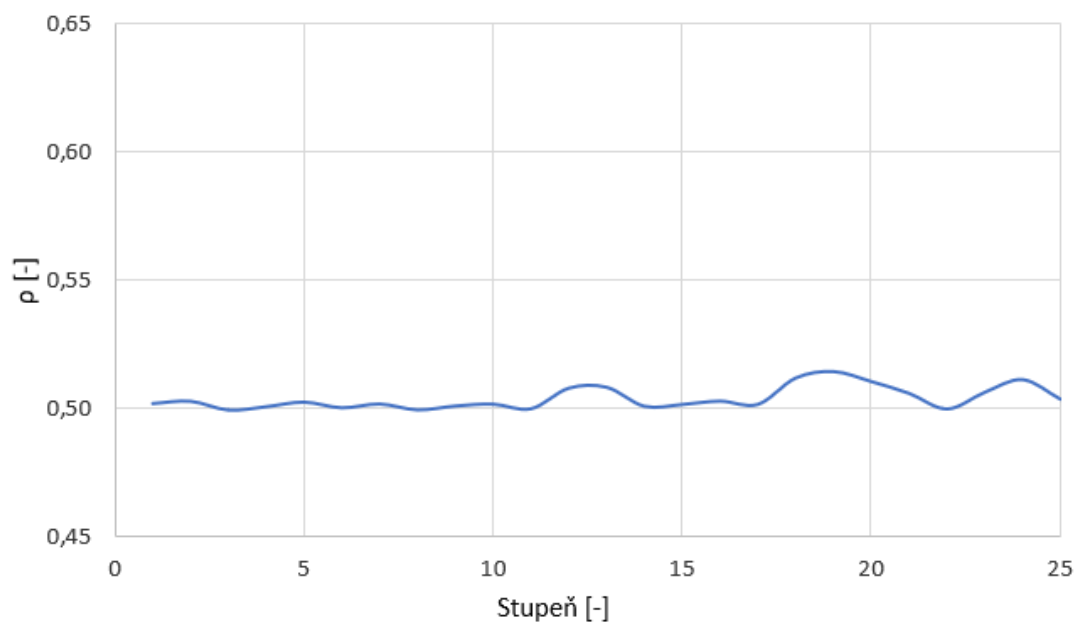
Stupeň reakce, tlakové číslo a ohybové napětí (výpočet je uveden níže) byly tři hlavní optimalizované parametry. Úkolem optimalizace bylo udržet tyto parametry v dovolených mezích pomocí prodlužování a zkracování statorových a rotorových lopatek, změnou patního průměru, nebo otevíráním a zavíráním výstupního úhlu relativní rychlosti z oběžných lopatek a výstupního úhlu absolutní rychlosti ze statorových lopatek s cílem dosažení co nejvyšší účinnosti daného stupně.

Tlakové číslo pro stupňovou část má optimum okolo hodnoty 2,8. Velikost tlakového čísla v daném stupni je zobrazena v obr. 3.10.



Obr. 3.10 Průběh tlakového čísla

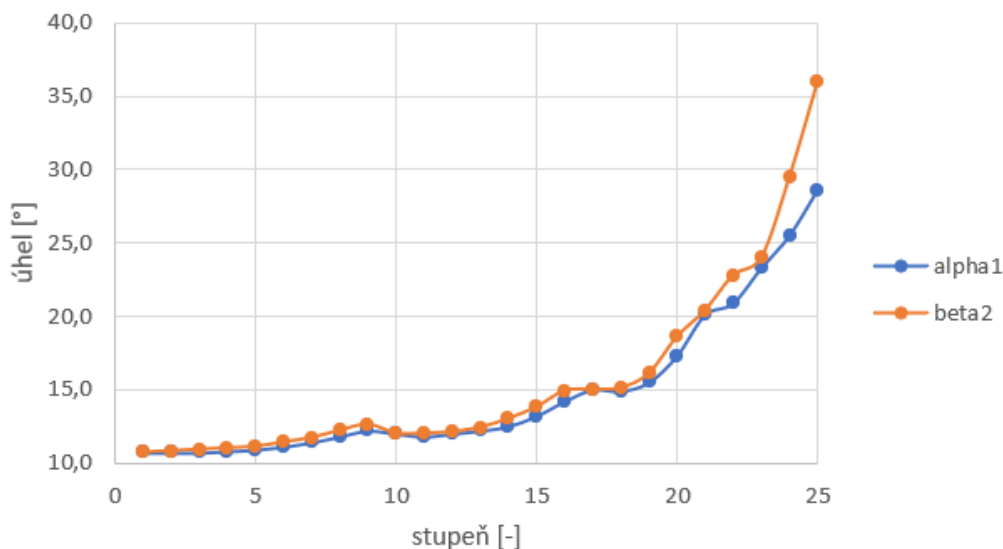
Hodnota stupně reakce by u přetlakového lopatkování měla být optimálně mezi (0,5 ÷ 0,6). Velikost stupně reakce v daném stupni je zobrazena v obr. 3.11.



Obr. 3.11 Průběh stupně reakce



Pro výstupní úhel  $\beta_2$  platila podmínka  $\beta_2 \geq \alpha_1$ . Úhel se otvíral s narůstajícím počtem stupňů. Závislost velikosti úhlu na pořadovém stupni je vykreslena v obr. 3.12.



Obr. 3.12 Průběh úhlů

Tab. 14 Rychlosti stupňové části a další parametry 1/2

Stupeň	$u_2$ [m/s]	$\psi$ [-]	$Pa_2$ [-]	$w_2$ [m/s]	$w_{2iz}$ [m/s]	$c_{1a}$ [m/s]	$c_1$ [m/s]	$u_1$ [m/s]	$\varphi$ [-]	$Pa_1$ [-]
25	324,50	0,98	0,98	428,15	436,30	197,33	412,22	298,43	0,98	0,67
24	270,86	0,98	0,98	348,89	356,04	144,95	336,69	260,28	0,98	0,72
23	249,69	0,98	0,98	317,91	325,44	122,73	310,28	239,10	0,98	0,69
22	230,12	0,98	0,98	287,60	294,80	102,08	286,14	225,22	0,98	0,70
21	220,33	0,97	0,97	274,04	281,12	92,28	268,52	215,43	0,98	0,71
20	208,84	0,97	0,97	255,08	262,14	74,45	250,36	206,79	0,98	0,73
19	204,73	0,97	0,97	249,65	257,38	65,16	243,84	202,68	0,98	0,72
18	200,62	0,97	0,97	241,63	249,34	61,03	237,34	198,57	0,97	0,72
17	196,51	0,97	0,97	233,53	241,03	60,33	233,11	194,46	0,98	0,72
16	180,68	0,97	0,97	216,36	223,70	53,06	216,29	179,89	0,97	0,71
15	179,11	0,96	0,96	213,96	221,90	49,02	214,67	178,33	0,97	0,70
14	177,54	0,96	0,96	210,98	219,27	45,95	212,28	176,76	0,97	0,70
13	175,97	0,96	0,96	208,74	216,70	43,74	206,97	175,19	0,97	0,72
12	174,41	0,96	0,96	205,62	213,48	42,44	204,12	173,62	0,97	0,73
11	172,84	0,96	0,96	203,01	211,36	41,95	205,12	172,06	0,97	0,71
10	171,27	0,96	0,96	202,25	210,39	42,19	202,93	170,49	0,97	0,71
9	158,50	0,96	0,96	187,35	194,68	39,79	188,27	158,20	0,97	0,71
8	157,90	0,96	0,96	184,19	191,43	38,05	186,06	157,61	0,97	0,72
7	157,31	0,96	0,96	184,26	191,78	36,60	185,19	157,01	0,97	0,72
6	156,71	0,96	0,96	182,37	189,97	35,44	184,06	156,41	0,97	0,72
5	156,11	0,96	0,96	181,85	189,46	34,52	182,54	155,81	0,97	0,72
4	155,51	0,96	0,96	179,37	186,76	33,89	180,85	155,21	0,97	0,73
3	154,91	0,96	0,96	178,43	185,95	33,53	180,60	154,61	0,97	0,73
2	154,31	0,96	0,96	178,84	186,41	33,41	179,97	154,01	0,97	0,73
1	153,71	0,96	0,96	180,65	188,60	33,55	180,68	153,41	0,97	0,71

Tab. 15 Rychlosti stupňové části a další parametry 2/2

Stupeň	$w_1$ [m/s]	$\beta_1$ [°]	$c_2$ [m/s]	$\alpha_2$ [°]	$c_{1u}$ [m/s]	$w_{1u}$ [m/s]	$c_{2a}$ [m/s]	$c_{2u}$ [m/s]	$\lambda^R$ [-]	$\lambda^S$ [-]
25	207,29	72,16	252,61	85,03	361,92	63,49	251,66	21,88	0,04	0,04
24	151,37	73,25	174,90	79,19	303,90	43,62	171,80	32,79	0,04	0,04
23	131,02	69,51	135,57	72,52	284,97	45,87	129,30	40,73	0,05	0,04
22	110,41	67,59	116,82	72,56	267,31	42,09	111,45	35,01	0,05	0,04
21	99,32	68,30	102,27	69,07	252,16	36,73	95,52	36,52	0,05	0,04
20	81,13	66,58	87,77	67,97	239,03	32,25	81,36	32,92	0,06	0,05
19	72,73	63,64	77,63	63,10	234,97	32,30	69,23	35,13	0,06	0,05
18	68,36	63,22	70,91	62,58	229,36	30,80	62,94	32,66	0,06	0,05
17	67,70	63,02	67,06	64,32	225,17	30,71	60,44	29,06	0,07	0,05
16	60,85	60,69	62,47	62,95	209,69	29,79	55,63	28,41	0,07	0,05
15	57,83	57,96	58,54	60,67	209,00	30,67	51,04	28,67	0,08	0,06
14	55,14	56,43	55,12	59,43	207,25	30,49	47,46	28,03	0,08	0,06
13	51,46	58,21	52,80	58,10	202,30	27,11	44,82	27,90	0,08	0,06
12	49,79	58,47	50,67	58,27	199,66	26,04	43,10	26,65	0,08	0,06
11	50,84	55,60	49,43	58,63	200,78	28,72	42,21	25,73	0,08	0,06
10	50,64	56,43	49,73	57,73	198,49	28,00	42,05	26,55	0,08	0,06
9	47,43	57,02	47,57	59,23	184,02	25,81	40,87	24,34	0,08	0,06
8	45,26	57,20	44,78	60,38	182,12	24,52	38,92	22,13	0,08	0,06
7	44,06	56,17	43,94	58,25	181,53	24,53	37,36	23,12	0,08	0,06
6	42,91	55,66	42,26	58,53	180,61	24,21	36,05	22,06	0,09	0,06
5	41,73	55,82	41,53	57,45	179,25	23,44	35,01	22,35	0,09	0,06
4	40,64	56,49	39,93	59,00	177,65	22,44	34,22	20,56	0,08	0,06
3	40,57	55,73	39,38	58,96	177,46	22,85	33,74	20,31	0,09	0,06
2	40,47	55,65	39,74	57,49	176,84	22,83	33,51	21,36	0,09	0,06
1	41,32	54,28	41,13	54,64	177,54	24,13	33,54	23,80	0,09	0,07

Nyní je třeba ověřit rychlost proudění za posledním stupněm z hlediska nadzvukového proudění. Optimální hodnota ( $1 \div 1,05$ ) rychlosti zvuku. Postup výpočtu podle [9].

Měrná tepelná kapacita při stálém tlaku pro páru na výstupu z rotorové lopatky 25. stupně.

$$c_p = f(p_2, i_2) = 1,93 \quad (3.134)$$

Měrná tepelná kapacita při stálém objemu pro páru na výstupu z 25. stupně.

$$c_v = f(p_2, i_2) = 1,46 \quad (3.135)$$

Pak je hodnota Poissonovy konstanty.

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} = \frac{1,93}{1,46} = 1,33 \quad (3.136)$$

Rychlost zvuku v daném prostředí je dána vztahem.

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p_2 \cdot v_2} = \sqrt{1,33 \cdot 0,074 \cdot 17,18} = 410,16 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.137)$$

Hodnotu Machova čísla v posledním stupni určuje poměr relativní rychlosti na výstupu z turbíny a rychlosti zvuku v daném prostředí.

$$Ma = \frac{w_2}{a} = \frac{428,15}{410,16} = 1,044 \quad (3.138)$$

Nakonec je třeba stanovit celkový výkon a účinnost turbíny.  
Hodnota ideální entalpie na konci 25. stupně.

$$i_{2iz}^{s\check{c}} = f(p_{2_{25}}, s_{0_1}) = 2111,79 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.139)$$

Teoretický entalpický spád stupňové části.

$$H_{iz}^{s\check{c}} = i_{0_1} - i_{2iz_{25}} = 3364,01 - 2111,79 = 1252,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.140)$$

Skutečný entalpický spád stupňové části.

$$H^{s\check{c}} = i_{0_1} - i_{2_{25}} = 3364,01 - 2283,60 = 1080,41 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.141)$$

Vnitřní účinnost stupňové části.

$$\eta_i^{s\check{c}} = \frac{H^{s\check{c}}}{H_{iz}^{s\check{c}}} = \frac{1080,41}{1252,22} = 0,86 \quad (3.142)$$

Ztráta výstupní rychlosti.

$$z_{c2} = \frac{c_2^2}{2} = \frac{252,61^2}{2000} = 31,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.143)$$

Termodynamická účinnost stupňové části.

$$\eta_{tdi}^{s\check{c}} = \frac{H^{s\check{c}} - z_{c2}}{H_{iz}^{s\check{c}}} = \frac{1080,41 - 31,91}{1252,22} = 0,84 \quad (3.144)$$

Suma všech izoentalpických spádů stupňové části.

$$\sum_{i=1}^{25} H_{iz_i}^{s\check{c}} = 1320,76 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.145)$$

Skutečná hodnota součinitele zpětného získávání tepla.

$$(1 + f) = \frac{\Sigma H_{iz}^{s\check{c}}}{H_{iz}^{s\check{c}}} = \frac{1320,76}{1252,22} = 1,055 \quad (3.146)$$

Pro určení termodynamické účinnosti pro celou turbínu je třeba určit skutečnou a ideální hodnotu entalpického spádu pro celou turbínu. Ideální hodnota entalpie na konci stupňové části je funkcí tlaku na konci turbíny a entropie před regulačním stupněm.

$$(3.147)$$

$$i_{2iz}^t = f(p_{2_{24}}, s_0^{RS}) = 2097,50 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Pak ideální entalpický spád pro celou turbínu je rozdílem hodnoty entalpie před regulačním stupněm a ideální hodnoty entalpie na konci stupňové části.

$$H_{iz}^t = i_0^{RS} - i_{2iz}^t = 3436,43 - 2097,50 = 1338,93 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.148)$$

Skutečná hodnota entalpického spádu pro celou turbínu.

$$H^t = i_0^{RS} - i_{2_{25}} = 3436,43 - 2283,60 = 1152,83 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.149)$$

Vnitřní účinnost turbíny.

$$\eta_i = \frac{H^t}{H_{iz}^t} = \frac{1152,83}{1338,93} = 0,86 \quad (3.150)$$

Termodynamická účinnost turbíny.

$$\eta_{TDi} = \frac{H^t - z_{c2}}{H_{iz}^t} = \frac{1152,83 - 31,91}{1338,93} = 0,84 \quad (3.151)$$

Pro výpočet celkového výkonu je třeba rozdělit výpočet na dvě části kvůli změně hmotnostního průtoku vlivem ztrát průtoků v ucpávkách viz kapitola 4. Tyto průtoky byly zkorigovány pro celou stupňovou část turbíny.

Výkon pro první průtočný kanál.

$$P_I = (\dot{M}_p - \dot{M}_{vp}) \cdot (i_{0_1} - i_{2_9}) = (23,17 - 1,09) \cdot (3364,01 - 3120,53) \quad (3.152)$$

$$P_I = 5375,84 \text{ kW}$$

Výkon pro druhý až šestý průtočný kanál.

$$P_{II-VI} = (\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot (i_{0_9} - i_{2_{25}}) \quad (3.153)$$

$$P_{II-VI} = (23,17 - 0,088) \cdot (3149,93 - 2283,60) = 19317,98 \text{ kW}$$

Výkon stupňové části

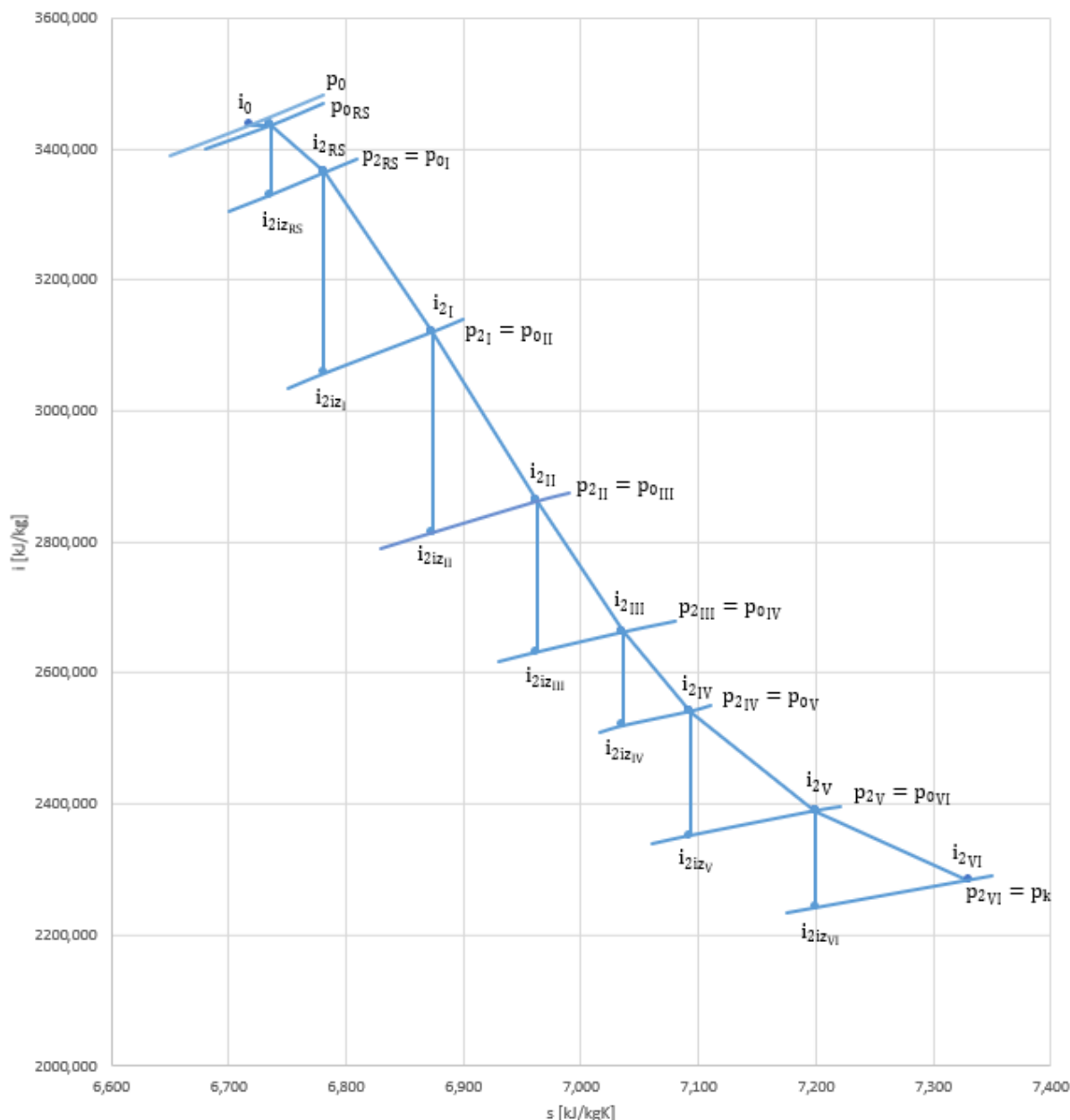
$$P_i^{SČ} = P_I + P_{II-VI} = 5375,84 + 19317,98 = 24693,82 \text{ kW} \quad (3.154)$$

Celkový výkon turbíny.

$$P_i^t = P_i^{RS} + P_i^{SČ} = 1673,63 + 24693,82 = 26367,45 \text{ kW} \quad (3.155)$$

Po dokončení detailního návrhu stupňové části jsou známy všechny stavové veličiny před a za jednotlivými řady, počty stupňů jednotlivých průtočných kanálů, výstupní úhly, délky lopatek, ztráty, účinnosti a vnitřní výkony jednotlivých stupňů a rychlosti páry, stupně reakce a tlaková čísla jednotlivých stupňů. Hodnota vnitřního výkonu celé turbíny je 26,37 MW při 105 % jmenovitých otáčkách a celkový počet stupňů 25. Jednotlivé průtočné kanály jsou rozděleny na 9-7-4-2-2-1 stupňů.

Celkový entalpický spád zpracovaný navrženou turbínou je vykreslen v obr. 3.13.



Obr. 3.13 i-s diagram parní turbíny

### 3.2.8 Pevnostní výpočet stupňové části a volba profilů

Pro pevnostní kontrolu v tahu byly opět otáčky zvýšeny na 127 % jmenovitých kvůli normě API 612. Lopatky byly kontrolovány na tahové a ohybové napětí, pro tahové napětí byla horní hranice dovoleného napětí 600 MPa. U ohybového napětí byla horní hranice 20 MPa pro ( $x \leq 0,97$ ). Poslední tři průtočné kanály do této kategorie spadají, díky tomu, že pracují v oblasti mokré páry jsou více namáhány. Pro zbývající průtočné kanály byla horní hranice dovoleného ohybového napětí 40 MPa.

Profily lopatek byly voleny a optimalizovány tak, aby napětí nepřekračovalo tyto dovolené meze.

Vzorový výpočet je veden pro poslední stupeň.

Aby vyhovoval pevnostním kritériím musela být prodloužena délka tětiny lopatky a ostatní parametry profilu přepočítány dle zvolené délky. Hodnoty jsou uvedeny po optimalizaci. Volený profil pro poslední stupeň turbíny je 1560 podle [2].

Nová délka tětiny.

$$c' = 56 \text{ mm} \quad (3.156)$$

Nová plocha průřezu lopatky.

$$S' = S \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^2 = 3,74 \cdot \left(\frac{56}{42}\right)^2 = 6,65 \text{ cm}^2 \quad (3.157)$$

Modul průřezu v ohybu lopatky.

$$W' = W_{min} \cdot \left(\frac{c'}{c}\right)^3 = 0,6509 \cdot \left(\frac{56}{42}\right)^3 = 1,543 \text{ cm}^3 \quad (3.158)$$

Šířka lopatky.

$$B' = \cos(\gamma) \cdot c' = \cos(30^\circ) \cdot 56 = 48,50 \text{ mm} \quad (3.159)$$

Poměr  $s/c$  pro rotorovou řadu je volen v rozmezí  $(0,5 \div 0,75)$ .

$$\left(\frac{S}{c}\right)^R = 0,6 \quad (3.160)$$

Rozteč lopatek pro rotorovou část.

$$s^R = 0,6 \cdot c' = 0,6 \cdot 56 = 33,6 \text{ mm} \quad (3.161)$$

Poměr  $s/c$  pro statorovou řadu je volen v rozmezí  $(0,6 \div 0,95)$ .

$$\left(\frac{S}{c}\right)^S = 0,66 \quad (3.162)$$

Rozteč lopatek pro stator.

$$s^S = 0,66 \cdot c' = 0,66 \cdot 56 = 36,96 \text{ mm} \quad (3.163)$$

Radiální mezera pro daný průtočný kanál.

$$\alpha_r = \frac{0,5 + B'}{1000 \cdot 3} = \frac{0,5 + 48,5}{3000} = 0,0167 \text{ m} \quad (3.164)$$

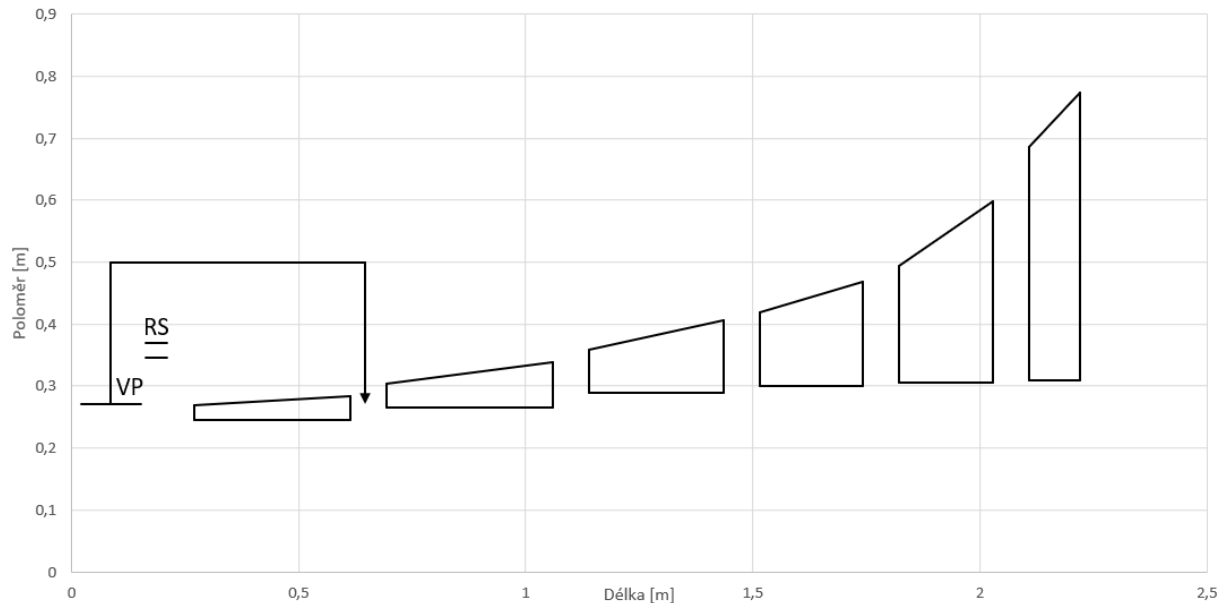
Axiální délka pro daný průtočný kanál (pro VI. kanál pouze 1 stupeň),

$$x_a = 2 \cdot \frac{z \cdot B'}{1000} + (z - 1) \cdot \alpha_r \quad (3.165)$$

$$x_a = 2 \cdot \frac{1 \cdot 48,50}{1000} + (1 - 1) \cdot 0,0167 = 0,114 \text{ m}$$

kde  $z$  je počet stupňů pro daný průtočný kanál. Tento vztah lze uplatnit pouze když je použit jeden druh profilu pro celý průtočný kanál.

Když nyní známe axiální délky pro všechny stupně, lze turbínu graficky zobrazit i s její reálnou axiální délkou v obr. 3.14.



Obr. 3.14 Náhled turbíny po detailním výpočtu

Výpočet ohybového napětí pro rotorovou část.

Počet lopatek oběžného kola.

$$z^R = \frac{\pi \cdot D_{2s}}{s^R} = \frac{\pi \cdot 1,083}{0,0336} \doteq 101 \quad (3.166)$$

Axiální síla působící na lopatku.

$$F_a = (\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot \frac{c_{a1} - c_{a2}}{z^R} + \frac{\pi \cdot D_{2s}}{z^R} \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \quad (3.167)$$

$$F_a = (23,17 - 0,088) \cdot \frac{197,33 - 251,66}{101} + \frac{\pi \cdot 1,083}{101} \cdot 0,463 \cdot (0,131 - 0,074) \cdot 10^5$$

$$F_a = 77,05 \text{ N}$$

Unášivá síla.

$$F_u = (\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z^R} \quad (3.168)$$

$$F_u = (23,17 - 0,088) \cdot \frac{361,92 - 21,88}{101} = 77,71 \text{ N}$$

Ohybový moment od axiální síly.

$$M_a = F_a \cdot \frac{l_2}{2} = 77,05 \cdot \frac{0,463}{2} = 17,84 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.169)$$

Ohybový moment od unášivé síly.

$$M_u = F_u \cdot \frac{l_2}{2} = 77,71 \cdot \frac{0,463}{2} = 17,99 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.170)$$

Celkový ohybový moment působící na lopatku.

$$M_o = \sqrt{M_a^2 + M_u^2} = \sqrt{17,84^2 + 17,99^2} = 25,33 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.171)$$

Výsledné ohybové napětí.

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W'} = \frac{25,33}{1,543} = 16,42 \text{ MPa} \quad (3.172)$$

Ohybové napětí pro statorovou část bylo vypočteno obdobným způsobem.

Výpočet tahového napětí, hustota oceli viz (2.88).

Úhlová rychlost.

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{127} = 2 \cdot \pi \cdot 115,36 = 724,82 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.173)$$

Hmotnost lopatky.

$$m_{lop} = \rho \cdot S \cdot l_2 = 7850 \cdot 3,74 \cdot 10^{-5} \cdot 0,463 = 1,36 \text{ kg} \quad (3.174)$$

Odstředivá síla působící na lopatku.

$$F_{od} = m_{lop} \cdot \frac{D_{2s}}{2} \cdot \omega^2 = 1,36 \cdot \frac{1,083}{2000} \cdot 724,82^2 = 386,70 \text{ kN} \quad (3.175)$$

Tahové napětí je potom.

$$\sigma_{tah} = \frac{F_{od}}{S'} = \frac{386,70}{6,65} = 581,6 \text{ MPa} \quad (3.176)$$

Výsledné hodnoty sil a napětí jsou uvedeny v tab. 16 a parametry volených profilů v tab. 17.

Tab. 16 Síly a napětí ve stupňové části

Stupeň	Řada	z [-]	$F_a$ [N]	$F_u$ [N]	$M_a$ [N·m]	$M_u$ [N·m]	$M_o$ [N·m]	$\sigma_o$ [MPa]	$F_{od}$ [kN]	$\sigma_{tah}$ [MPa]
25	Rot.	101	77,1	77,7	17,84	17,99	25,33	16,42	386,70	581,61
	Stat.	85	121,9	-89,4	22,92	-16,80	28,42	18,42	-	-
24	Rot.	88	87,8	71,1	12,90	10,45	16,61	18,21	204,97	437,64
	Stat.	83	107,0	-73,4	13,83	-9,50	16,78	18,40	-	-
23	Rot.	81	110,7	69,6	12,36	7,77	14,60	16,01	179,74	383,77
	Stat.	76	118,2	-76,2	11,11	-7,16	13,22	14,49	-	-
22	Rot.	65	129,6	82,5	10,89	6,93	12,90	14,50	144,20	266,05
	Stat.	61	151,4	-87,6	11,48	-6,65	13,26	14,90	-	-



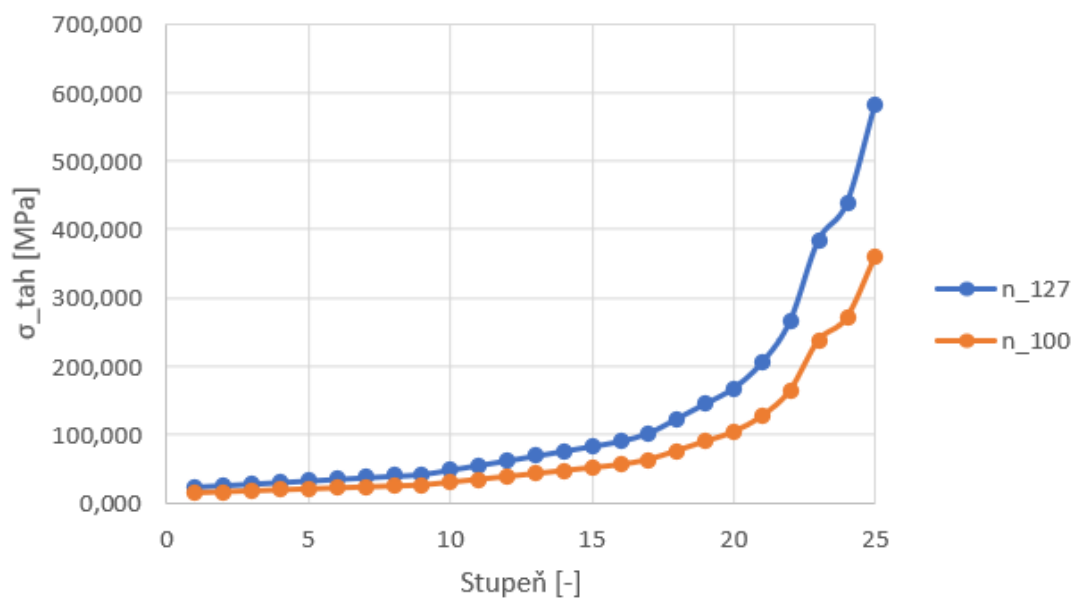
Stupeň	Řada	z [-]	$F_a$ [N]	$F_u$ [N]	$M_a$ [N·m]	$M_u$ [N·m]	$M_o$ [N·m]	$\sigma_o$ [MPa]	$F_{od}$ [kN]	$\sigma_{tah}$ [MPa]
21	Rot.	63	144,9	79,0	9,80	5,35	11,17	12,55	111,22	205,20
	Stat.	59	152,3	-86,1	9,06	-5,12	10,41	11,69	-	-
20	Rot.	83	113,4	57,3	6,63	3,35	7,43	25,50	40,11	168,16
	Stat.	72	136,5	-65,6	7,52	-3,61	8,34	28,62	-	-
19	Rot.	82	132,4	56,3	6,84	2,91	7,43	25,48	34,71	145,53
	Stat.	65	165,8	-72,1	7,99	-3,48	8,72	29,90	-	-
18	Rot.	80	140,1	56,8	6,27	2,54	6,77	23,22	29,50	123,67
	Stat.	63	173,5	-73,7	7,18	-3,05	7,80	26,75	-	-
17	Rot.	99	109,3	45,7	4,15	1,73	4,49	31,24	15,35	102,59
	Stat.	85	124,7	-53,6	4,30	-1,85	4,68	32,54	-	-
16	Rot.	91	110,1	46,0	4,02	1,68	4,36	30,27	13,58	90,77
	Stat.	79	130,9	-53,1	4,61	-1,87	4,97	34,56	-	-
15	Rot.	90	120,1	46,2	4,07	1,57	4,36	30,31	12,50	83,53
	Stat.	78	142,9	-53,8	4,65	-1,75	4,97	34,56	-	-
14	Rot.	90	126,6	46,0	3,96	1,44	4,21	29,27	11,43	76,41
	Stat.	78	149,9	-53,3	4,49	-1,60	4,77	33,12	-	-
13	Rot.	103	115,1	39,1	3,30	1,12	3,48	37,47	7,74	69,40
	Stat.	94	124,5	-43,3	3,40	-1,18	3,60	38,75	-	-
12	Rot.	102	117,4	39,2	3,06	1,02	3,22	34,66	6,97	62,51
	Stat.	93	126,1	-43,3	3,12	-1,07	3,30	35,46	-	-
11	Rot.	101	118,2	38,3	2,77	0,90	2,91	31,29	6,21	55,72
	Stat.	92	130,2	-41,8	2,88	-0,92	3,02	32,52	-	-
10	Rot.	100	118,7	38,0	2,47	0,79	2,59	27,88	5,47	49,05
	Stat.	91	128,1	-42,3	2,50	-0,82	2,63	28,29	-	-
9	Rot.	111	89,1	31,8	1,74	0,62	1,85	33,98	3,32	42,54
	Stat.	96	105,2	-37,2	2,00	-0,71	2,12	39,03	-	-
8	Rot.	110	91,6	32,1	1,69	0,59	1,79	33,05	3,14	40,21
	Stat.	96	107,3	-36,6	1,93	-0,66	2,04	37,57	-	-
7	Rot.	110	96,0	31,8	1,68	0,56	1,77	32,60	2,97	37,89
	Stat.	95	112,4	-37,1	1,91	-0,63	2,01	37,05	-	-
6	Rot.	109	98,7	32,1	1,63	0,53	1,71	31,55	2,78	35,59
	Stat.	95	114,8	-36,8	1,84	-0,59	1,93	35,53	-	-
5	Rot.	109	101,4	31,8	1,57	0,49	1,65	30,34	2,60	33,30
	Stat.	95	116,5	-36,9	1,75	-0,55	1,83	33,77	-	-
4	Rot.	109	100,8	31,8	1,46	0,46	1,53	28,24	2,42	31,04
	Stat.	94	117,4	-37,0	1,64	-0,52	1,72	31,73	-	-
3	Rot.	108	102,3	32,1	1,38	0,43	1,45	26,65	2,25	28,78
	Stat.	94	118,2	-36,7	1,54	-0,48	1,61	29,62	-	-
2	Rot.	108	103,5	31,8	1,29	0,40	1,35	24,93	2,07	26,55
	Stat.	94	117,5	-35,9	1,41	-0,43	1,47	27,16	-	-
1	Rot.	131	87,3	25,9	1,00	0,30	1,05	34,44	1,24	24,34
	Stat.	114	92,6	-34,3	1,02	-0,38	1,09	35,72	-	-

Tab. 17 Parametry profilů

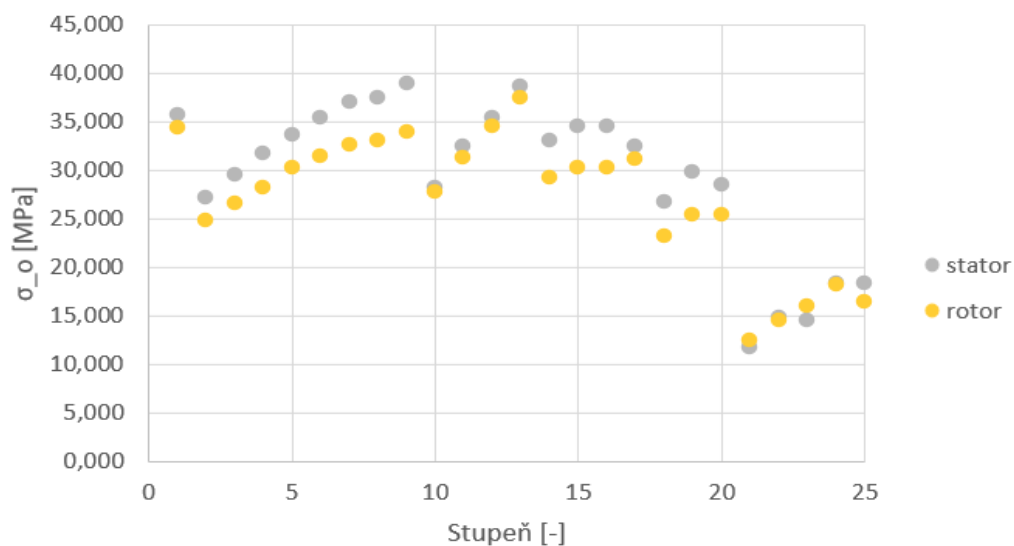
Stupeň	Profil	$c$ [mm]	$S$ [cm <sup>2</sup> ]	$W_{min}$ [cm <sup>3</sup> ]	$B$ [mm]	$\left(\frac{s}{c}\right)^R$ [-]	$\left(\frac{s}{c}\right)^R$ [-]	$s^R$ [mm]	$s^S$ [mm]
25	1560‘	56,0	6,647	1,543	48,5	0,60	0,66	33,60	36,96
24	1560‘‘	47,0	4,683	0,912	40,7	0,69	0,70	32,43	32,90
23	1560‘‘	47,0	4,683	0,912	40,7	0,69	0,70	32,43	32,90
22	5x0	55,0	5,420	0,89	45,1	0,67	0,70	36,85	38,50
21	5x0	55,0	5,420	0,89	45,1	0,67	0,70	36,85	38,50
20	PB 550	39,2	2,385	0,292	30,1	0,67	0,77	26,26	30,18
19	PB 550	39,2	2,385	0,292	30,1	0,67	0,77	26,26	30,18
18	PB 550	39,2	2,385	0,292	30,1	0,67	0,77	26,26	30,18
17	PB 540	31,0	1,496	0,144	23,8	0,67	0,77	20,77	23,87
16	PB 540	31,0	1,496	0,144	23,8	0,67	0,77	20,77	23,87
15	PB 540	31,0	1,496	0,144	23,8	0,67	0,77	20,77	23,87
14	PB 540	31,0	1,496	0,144	23,8	0,67	0,77	20,77	23,87
13	PB 530	26,8	1,115	0,093	19,6	0,67	0,73	17,96	19,56
12	PB 530	26,8	1,115	0,093	19,6	0,67	0,73	17,96	19,56
11	PB 530	26,8	1,115	0,093	19,6	0,67	0,73	17,96	19,56
10	PB 530	26,8	1,115	0,093	19,6	0,67	0,73	17,96	19,56
9	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
8	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
7	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
6	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
5	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
4	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
3	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
2	PB 520	22,4	0,780	0,054	14,4	0,67	0,77	15,01	17,25
1	PB 510	18,3	0,510	0,030	11,8	0,67	0,77	12,26	14,09

Profily byly zvoleny z [2], až na profil 5x0, který byl doporučen vedoucím diplomové práce. Pro přehlednost byly jednotlivé průtočné kanály opět barevně odděleny.

Výsledný průběh tahového napětí v obr. 3.15, má s rostoucím počtem stupňů exponenciální nárůst. Pro porovnání byla vykreslena i křivka tahového napětí při jmenovitých otáčkách. Velikost ohybového napětí v daném stupni je vykreslena v obr. 3.16.



Obr. 3.15 Tahové napětí v jednotlivých stupních



Obr. 3.16 Ohybové napětí v jednotlivých stupních

## 4 Ucpávkový systém

Pro zabránění úniku pracovního média do strojovny, nebo sání vzduchu ze strojovny do turbíny jsou zvoleny bezdotykové labyrintové ucpávky. Ucpávkový systém je rozdělen do šesti segmentů, z nichž jsou tři v přední části, a tři v zadní části rotoru turbíny. Cílem výpočtu ucpávkového systému je stanovení hmotnostního toku daných ucpávek, o které potom bude snížen celkový hmotnostní tok procházející turbínou. Sedmým ucpávkovým celkem je ucpávka vyrovnávacího pístu, který slouží ke kompenzování axiální síly, dále viz kapitola 5.

### 4.1 Výpočet hmotnostního toku ucpávkou vyrovnávacího pístu.

Volený průměr vyrovnávacího pístu by se měl pohybovat mezi patním průměrem regulačního stupně a patním průměrem prvního průtočného kanálu. Proto je zvoleno.

$$D_{vp} = 0,543 \text{ m} \quad (4.1)$$

Radiální vůle mezi břitů a statorem, kde B je konstanta pro daný materiál, v tomto případě jde o feritickou ocel.

$$\delta = B \cdot D_{vp} + 0,25 = 0,85 \cdot 0,543 + 0,25 = 0,71 \quad (4.2)$$

Tlak na vstupu je shodný s tlakem za regulačním stupněm.

$$p_1 = 63,32 \text{ bar} \quad (4.3)$$

Výstupní tlak je shodný s tlakem za prvním průtočným kanálem, kde je vyrovnávací píst zaveden.

$$p_2 = 22,76 \text{ bar} \quad (4.4)$$

Počet břitů ucpávky.

$$z = 60 \quad (4.5)$$

Poměr tlaků.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} = \frac{22,76}{63,32} = 0,36 \quad (4.6)$$

Nyní se podle poměru tlaků na vstupu a výstupu ucpávky zjistí, zda dochází ke kritickému proudění na posledním břitu ucpávky. Rovnost poměru pro kritické proudění.

$$\pi = \frac{p_2}{p_1} \leq \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}} \quad (4.7)$$

$$0,36 \leq \frac{0,82}{\sqrt{60 + 1,25}} = 0,105$$

$$0,36 > 0,105 \rightarrow \text{nedochází ke kritickému proudění}$$

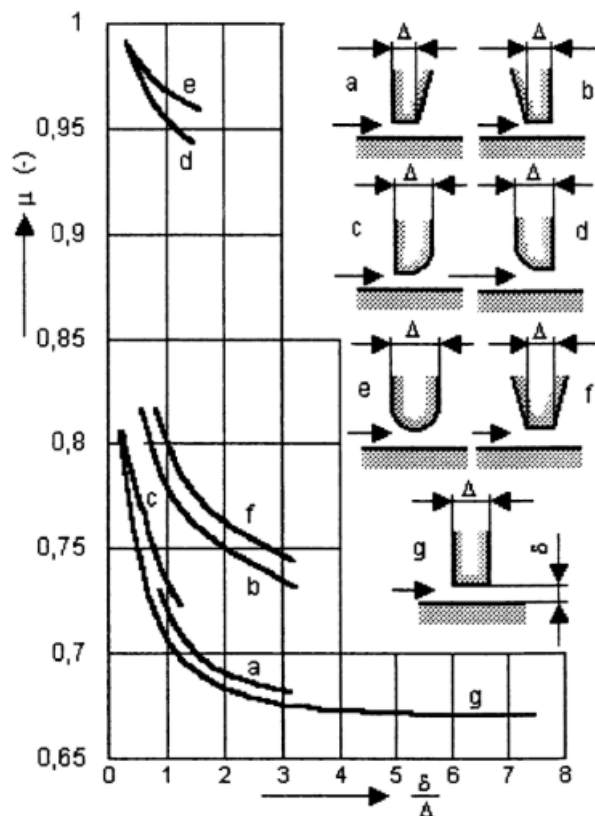
Šířka břitu ucpávky.

$$\Delta = 0,3 \text{ mm} \quad (4.8)$$

Průtočný průřez ucpávky.

$$S = \pi \cdot D_{vp} \cdot \delta = \pi \cdot 0,543 \cdot 0,71 = 0,0012 \text{ m}^2 \quad (4.9)$$

Před stanovením hmotnostního toku ucpávkou je třeba zvolit tvar ucpávky a určit velikost průtokového součinitele podle grafické závislosti v obr. 4.1.



Obr. 4.1 Průtokový součinitel ucpávek [2]

Při zvoleném tvaru ucpávky g je velikost průtokového součinitele.

$$\mu = 0,675 \quad (4.10)$$

Hodnota měrného objemu ( $v_1$ ) před ucpávkou, odpovídá hodnotě měrného objemu za regulačním stupněm čili je funkcí tlaku a entalpie za regulačním stupněm.

$$v_1 = f(p_2^{RS}, i_{2c}) = 0,052 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.11)$$

Hmotnostní průtok ucpávkou vyrovnávacího pístu pro nekritické proudění.

$$\dot{M}_p = \mu \cdot S \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} \quad (4.12)$$

$$\dot{M}_p = 0,675 \cdot 0,0012 \sqrt{\frac{(63,32^2 - 22,76^2) \cdot 10^5}{63,32 \cdot 10^5 \cdot 0,052 \cdot 60}} = 1,09 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Vzhledem k tomu, že je vyrovnávací píst zaveden za první průtočný kanál, musí být hodnota hmotnostního průtoku prvním průtočným kanálem snížena právě o hodnotu hmotnostního průtoku ucpávkou vyrovnávacího pístu.

Pro zbývající ucpávky probíhal výpočet obdobně, pouze tam, kde docházelo k nekritickému proudění, byl hmotnostní tok ucpávkou dán vztahem (4.13). Výsledné schéma ucpávkového systému je zpracováno v obr. 4.2.

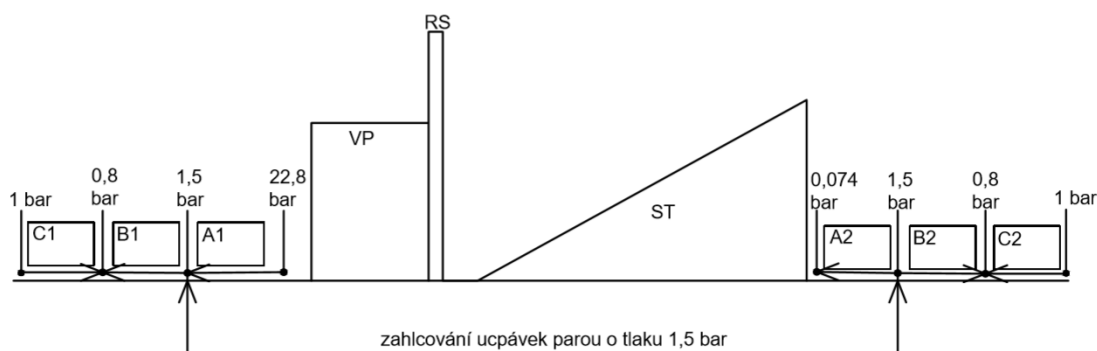
$$M = \mu \cdot S \sqrt{\frac{1}{z + 1,25} \cdot \frac{p_1}{v_1}} \quad (4.13)$$

#### 4.1.1 Výsledné hodnoty ucpávkového systému

Výsledné hodnoty ucpávkového systému i s vyrovnávacím pístem jsou zpracovány v tab. 18.

Tab. 18 Parametry ucpávek

Značka	Jednotka	VP	A1	B1	C1	A2	B2	C2
$D_x$	[m]	0,543	0,140	0,140	0,140	0,140	0,140	0,140
$\delta$	[mm]	0,71	0,369	0,369	0,369	0,369	0,369	0,369
$\Delta$	[mm]	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3
$\delta/\Delta$	[-]	2,37	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23	1,23
$\mu$	[-]	0,675	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690	0,690
$p_1$	[bar]	63,320	22,76	1,5	1	1,5	1,5	1
$p_2$	[bar]	22,76	1,5	0,8	0,8	0,074	0,8	0,8
$v_1$	[m <sup>3</sup> /kg]	0,052	0,141	2,151	0,820	2,196	2,196	0,820
$S$	[m <sup>2</sup> ]	0,0012	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002	0,0002
$z$	[-]	60	25	15	10	25	15	10
$\pi$	[-]	0,36	0,07	0,53	0,80	0,05	0,53	0,80
$\dot{M}_x$	[kg/s]	1,090	0,088	0,006	0,007	0,006	0,003	0,007



Obr. 4.2 Schéma ucpávkového systému

## 5 Volba ložisek

Pro funkci turbíny jsou nutná ložiska, na kterých celý rotor turbíny i leží. Turbína obsahuje dvě radiální a jedno axiální ložisko, které jsou uloženy ve ložiskových stojanech. Pro volbu axiálního ložiska je nutno nejprve znát výslednou axiální sílu, kterou má pokrývat. Axiální sílu působící na jednotlivé segmenty turbíny je způsobena rozdílem tlaků před, a za jednotlivými segmenty, dále axiální sílu vyvolává proud páry působící na lopatky. Pro volbu radiálních ložisek je nutné znát váhu celého rotoru, abychom rozložili sílu vzniklou od vlastní tíhy rotoru.

### 5.1 Výpočet axiální síly a volba axiálního ložiska

Výsledná axiální síla je sumou axiálních sil působících ve stupňové části, regulačním stupni, ucpávkovém systému, vyrovnávacím pístu a na konci turbíny.

Axiální síla působící na jednu řadu rotorových lopatek je dána vztahem (jako příklad uvedena 25. oběžná řada).

$$F_{a_{25}}^{ST} = (\dot{M}_p - \dot{M}_{A1}) \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \pi \cdot D_{2s} \cdot l_2 \cdot (p_1 - p_2) \quad (5.1)$$

$$F_{a_{25}}^{ST} = (23,17 - 0,088) \cdot (197,33 - 251,66) + \pi \cdot 1,083 \cdot 0,463 \cdot (0,131 - 0,074) \cdot 10^5$$

$$F_{a_{25}}^{ST} = 7782,3 \text{ N}$$

Celková axiální síla působící ve stupňové části je sumou axiálních sil jednotlivých řad.

$$\sum_{i=1}^{25} F_{a_i}^{ST} = 261,18 \text{ kN} \quad (5.2)$$

Axiální síla působící na regulační stupeň viz (2.82).

Axiální síla působící na libovolnou ucpávku ucpávkového systému (jako příklad uvedena ucpávka A1). Znaménková konvence podle obr. 5.1.

$$F_{a_1}^U = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot (p_1 - p_2)}{4} \quad (5.3)$$

$$F_{a_1}^U = \frac{\pi \cdot 0,014^2 \cdot (22,76 - 1,50) \cdot 10^5}{4} = -32731,8 \text{ N}$$

Celková axiální síla působící na ucpávkový systém je suma jednotlivých axiálních sil působících na ucpávky.

$$\sum_{i=1}^6 F_{a_i}^U = -34,93 \text{ kN} \quad (5.4)$$

Axiální síla působící na vyrovnávací píst ze strany ucpávky, kde  $D_u$  je průměr ucpávky.

$$F_a^{VP1} = \frac{p_2 \cdot (D_{VP}^2 - D_u^2)}{4} \quad (5.5)$$

$$F_a^{VP1} = \frac{22,76 \cdot (0,543^2 - 0,14^2) \cdot 10^5}{4} = -492090,67 \text{ N}$$

Axiální síla působící na vyrovnávací píst ze stupňové strany, kde  $D_{p1}$  je průměr paty prvního stupně.

$$F_a^{VP2} = \frac{p_1 \cdot (D_{VP}^2 - D_{p1}^2)}{4} \quad (5.6)$$

$$F_a^{VP2} = \frac{63,32 \cdot (0,543^2 - 0,49^2) \cdot 10^5}{4} = 272274,5 \text{ N}$$

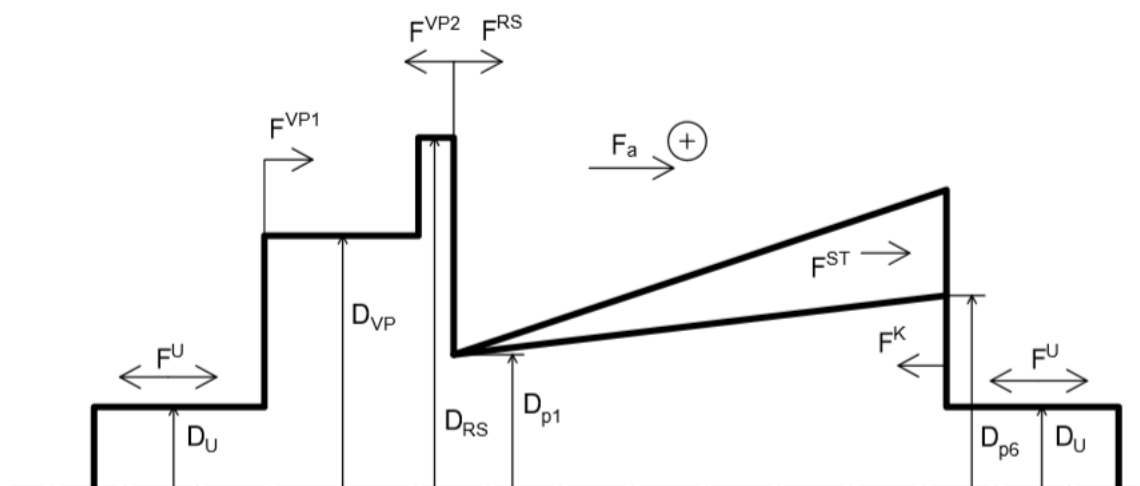
Axiální síla působící na konci turbíny, kde  $p_K$  je tlak v kondenzátoru a  $D_{p6}$  je průměr paty v šestém průtočném kanále.

$$F_a^K = \frac{p_K \cdot (D_{p6}^2 - D_U^2)}{4} = \frac{0,074 \cdot (0,62^2 - 0,14^2) \cdot 10^5}{4} = 2114,4 \text{ N} \quad (5.7)$$

Pak celková axiální síla působící na turbínu je.

$$F_a = \Sigma F_a^{ST} + F_a^{RS} + \Sigma F_a^U + F_a^{VP1} + F_a^{VP2} + F_a^K \quad (5.8)$$

$$F_a = 261,18 + 5,1 + (-34,9) + (-492,1) + 272,3 + 2,1 = 9,44 \text{ kN}$$



Obr. 5.1 Znaménková konvence u výpočtu axiálních sil

Následně bylo z katalogu [10] vybráno ložisko pro pokrytí této síly.

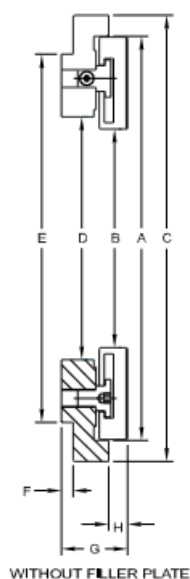
Velikosti jednotlivých segmentů nejsou v měřítku.

Parametry axiálního ložiska jsou uvedeny v tab. 19.

Tab. 19 Parametry ložiska Bearing 6 pad 103 series

A	110	[mm]
B	46,2	[mm]
G	23,823	[mm]
S	0,005452	[m <sup>2</sup> ]
F <sub>max</sub>	15000	[N]

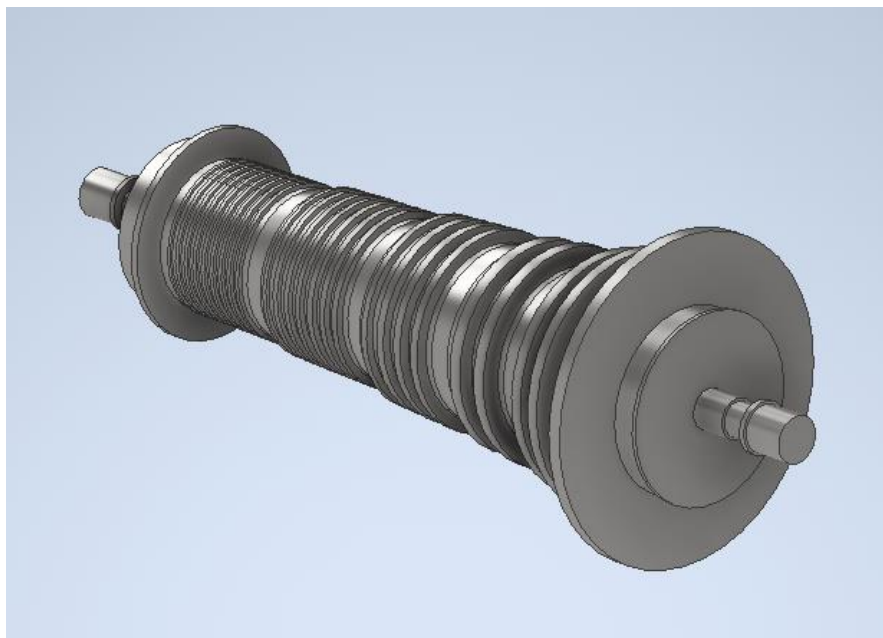




Obr. 5.2 Hlavní rozměry  
axiálního ložiska [10]

## 5.2 Volba radiálního ložiska

Hmotnost rotoru a těžiště byly získány na základě vymodelování zjednodušeného rotoru v programu Autodesk Inventor viz obr. 5.3. Jednotlivé axiální délky byly vhodně zvoleny viz tab. 21. Pro výpočet reakčních sil byly zjištěny polohy těžišť v předním a zadním radiálním ložisku.



Obr. 5.3 Model rotoru parní turbíny

Hmotnost celého rotoru.

$$m_{rot} = 5433,7 \text{ kg} \quad (5.9)$$

Těžiště rotoru.

$$T = 1,756 \text{ m} \quad (5.10)$$

Označení vzdáleností těžiště a reakční síly jsou zobrazeny v obr. 5.4.  
Vzdálenost těžiště v předním radiálním ložisku, od těžiště rotoru.

$$l_{T1} = 1,660 \text{ m} \quad (5.11)$$

Vzdálenost těžiště v zadním radiálním ložisku, od těžiště rotoru.

$$l_{T2} = 1,360 \text{ m} \quad (5.12)$$

Axiální délka celého rotoru.

$$l_{ax} = 3,191 \text{ m} \quad (5.13)$$

Podle momentové rovnováhy se určí velikosti hmotností jednotlivých částí rotoru,

$$\begin{aligned} F_1 \cdot l_{T1} &= F_2 \cdot l_{T2} \\ m_1 \cdot l_{T1} &= m_2 \cdot l_{T2} \end{aligned} \quad (5.14)$$

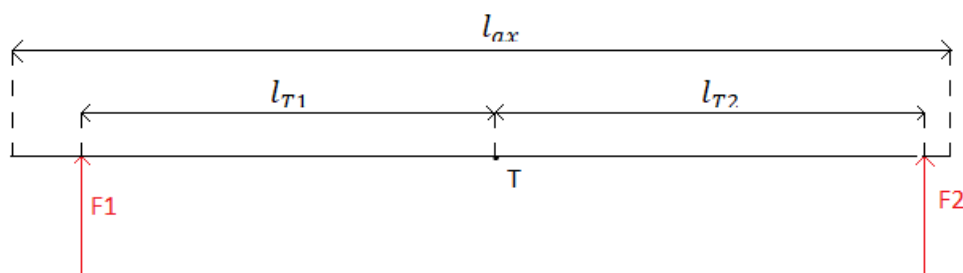
kde součet hmotností je celková hmotnost rotoru.

$$m_1 + m_2 = m_{rot} \quad (5.15)$$

Velikosti jednotlivých reakčních případající na přední a zadní radiální ložisko při střední hodnotě gravitačního zrychlení  $g$ .

$$F_1 = m_1 \cdot g = 2446,5 \cdot 9,81 = 23999,8 \text{ N} \quad (5.16)$$

$$F_2 = m_2 \cdot g = 2987,2 \cdot 9,81 = 29304,7 \text{ N} \quad (5.17)$$

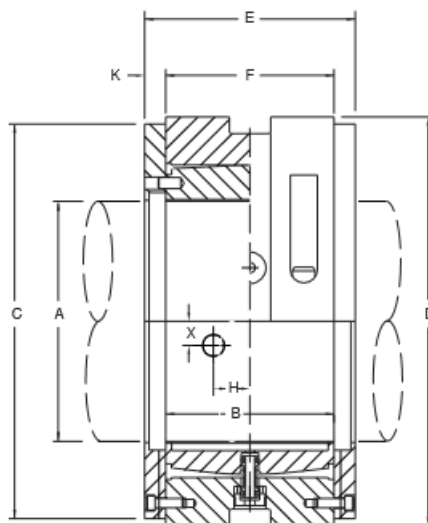


Obr. 5.4 Reakční síly radiálních ložisek

Parametry zvolených radiálních ložisek jsou uvedeny v tab. 20 a hlavní rozměry ložiska jsou zobrazeny v obr. 5.5.

Tab. 20 Přední a zadní radiální ložisko 0,7 B/A 140 [8]

A	160	[mm]
E	148	[mm]
B	112	[mm]
F <sub>max</sub>	33964	[N]



Obr. 5.5 Hlavní rozměry radiálního ložiska [8]

Hodnoty dílčích axiálních vzdáleností jsou uvedeny v tab. 21.

Tab. 21 Axiální vzdálenosti

Části turbíny	Značení	Hodnota	Jednotka
Axiální ložisko	$l_{ax}$	24	[mm]
Radiální ložisko (přední)	$l_{r1}$	148	[mm]
Výběžek pro olej (přední)	$l_{o1}$	20	[mm]
Přechodová část (přední)	$l_{p1}$	100	[mm]
Ucpávkový systém (přední)	$l_{u1}$	113	[mm]
Vyrovnávací píst	$l_{vp}$	133	[mm]
Regulační stupeň	$l_{rs}$	26	[mm]
Stupňová část	$l_{st}$	2232	[mm]
Ucpávkový systém (zadní)	$l_{u2}$	128	[mm]
Přechodová část (zadní)	$l_{p2}$	100	[mm]
Výběžek pro olej (zadní)	$l_{o2}$	20	[mm]
Radiální ložisko (zadní)	$l_{r2}$	148	[mm]

### 5.2.1 Určení mechanické účinnosti pomocí ztrátového výkonu ložisek

Pro určení mechanické účinnosti je třeba stanovit ztrátové výkony jednotlivých ložisek, postup je podle empirických vztahů v [3].

Ztrátový výkon hlavního axiálního ložiska (otáčky jsou dosazovány v 1/min).

$$P_{z1}^{ax} = P_{z1}^{ax} = 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{A + B}{2000 \cdot n_{105}} \right)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot F_a \cdot \sqrt{S}} \quad (5.18)$$

$$P_{z1}^{ax} = 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot \left( \frac{110 + 46,2}{2000 \cdot 5722,5} \right)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot 2500 \cdot \sqrt{0,0055}} = 3,83 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon pomocného axiálního ložiska.

$$P_{z2}^{ax} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot S \cdot \left( \frac{A + B}{2000} \right)^2 \cdot \frac{n_{105}^2}{0,0002} \quad (5.19)$$

$$P_{z2}^{ax} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot S \cdot \left( \frac{110 + 46,2}{2000} \right)^2 \cdot \frac{5722,5^2}{0,0002} = 0,34 \text{ kW}$$

Ztrátový výkon pro přední a zadní radiální ložisko, kde c je koeficient volený v [3].

$$F_z^r = c \cdot \left( \frac{D_A}{100} \right)^3 \cdot \frac{B}{A} \quad (5.20)$$

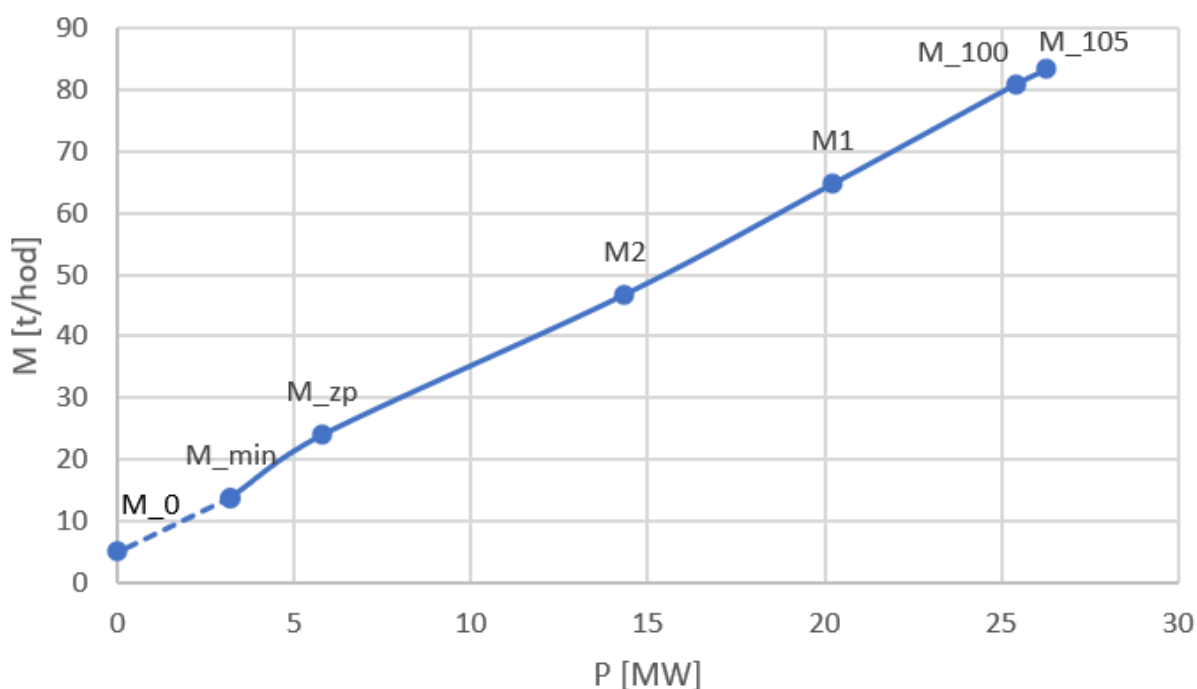
$$F_z^r = 6,7 \cdot \left( \frac{160}{100} \right)^3 \cdot 0,7 = 19,21 \text{ kW}$$

Pak je celková mechanická účinnost.

$$\eta_m = 1 - \frac{\Sigma F_z}{P_t} = 1 - \frac{3,83 + 0,34 + 19,21}{25000} = 0,998 \quad (5.21)$$

## 6 Spotřební charakteristika

Závěrečnou částí diplomové práce je stanovení spotřební charakteristiky dané parní turbíny (obr. 6.1), což je závislost spotřeby páry na výkonu turbíny při jmenovitých stavech páry na vstupu a výstupu. Určení charakteristiky probíhalo ve vytvořeném matematickém modelu, pomocí kterého byla parní turbína navrhována. Při výpočtu spotřební charakteristiky byl postupně snižován hmotnostní průtok do turbíny a sledovány výkony turbíny. První bod  $M_{105}$  je při návrhových otáčkách (105 %) a příslušném hmotnostním průtoku. Od bodu  $M_j$  byly otáčky sníženy na jmenovité (100 %), dále byly vykresleny dva pomocné body  $M_1$  a  $M_2$  pro lepší vykreslení křivky. Důležitým bodem je  $M_{zp}$ , kdy v turbíně dochází ke zpětnému proudění v posledním stupni, který se začíná částečně chovat jako kompresor. Bod  $M_{min}$  charakterizuje hmotnostní průtok páry do turbíny, kde hranice ohybového napětí je -1,5 MPa tj. hranice bezpečného provozního pásma turbíny. Chod naprázdno, kdy turbína nekoná žádnou práci se vyznačuje hmotnostním tokem o velikosti  $M_0$ , tento bod je pouze orientační, protože výpočetní algoritmus začal při tomto hmotnostním průtoku divergovat. Pro bezpečný provoz turbíny (například při najíždění) se doporučuje oblast  $M_0$  až  $M_{min}$  rychle přejet.



Obr. 6.1 Spotřební charakteristika

## ZÁVĚR

Diplomová práce na téma parní turbína pro pohon kompresoru byla rozdělena do šesti kapitol, s cílem navrhnout parní turbínu s přihlédnutím na požadavky americké normy API 612 o požadovaném výkonu 25 MW při jmenovitých otáčkách.

Hlavním bodem první kapitoly je stanovení hmotnostního průtoku do turbíny, jelikož turbína nemá dané odběry a v práci není zadáno tepelné schéma byl hmotnostní tok 23,17 kg/s pro výkon 25 MW určen pomocí sumy izoentropických spádů, zjištěných pomocí rozdílu, entalpie na vstupu do turbíny a entalpie v kondenzátoru a termodynamické, mechanické, a protože turbína je navrhována na jiné otáčky, než jsou poháněného stroje, tak také převodové účinnosti.

Druhá kapitola už obsahuje samotný návrh turbíny, a protože jde o mnohostupňovou parní turbínu s dýzovou regulací, je první stupeň proveden jako regulační. Návrh je rozdělen do tří podkapitol, které se skládají z předběžného výpočtu, který má za úkol stanovení předběžných parametrů regulačního stupně, dále detailního výpočtu, který tyto hodnoty zpřesňuje a závěrem této kapitoly je pevnostní kontrola stupně. Regulační stupeň byl volen jako A-kolo se stupněm reakce 0,04 a středním průměrem 0,715 m. Základní hodnotou pro návrh stupně byl rychlostní poměr  $u/c_{iz}$ , který byl nejprve odhadnut a poté zpětně určen na hodnotu 0,464. Vnitřní výkon regulačního stupně byl stanoven na 1673,6 kW při vnitřní termodynamické účinnosti 68 %.

Následuje návrh stupňové části, který byl opět rozdělen na předběžný, detailní návrh a pevnostní kontrolu. V předběžném návrhu je turbína rozdělena do šesti průtočných kanálů, kde koncové tlaky jednotlivých průtočných kanálů jsou voleny tak, aby docházelo k rovnoměrnému rozložení zatížení jednotlivých stupňů. V předběžném návrhu byla stanovena základní geometrie a přibližný počet stupňů ze kterého mohl detailní výpočet vycházet. Detailní návrh probíhal na základě metody  $c_a/u$ . Výpočet byl veden od posledního stupně a probíhal iteračně. Optimalizace probíhala tak, aby se talkové číslo pohybovalo kolem hodnoty 2,8 a stupeň reakce jednotlivých stupňů byl v intervalu 0,5-0,6. Celkový počet stupňů pro jednotlivé kanály byl stanoven na 9-7-4-2-2-1. Koncem detailního návrhu stupňové části jsou spočítány celkové parametry turbíny jako součinitel zpětného získávání  $ztát$ , který se pohyboval okolo hodnoty 1,055, dále celkový vnitřní výkon 26,37 MW a vnitřní termodynamická účinnost turbíny 84 % při návrhových otáčkách. Závěrečným krokem třetí kapitoly byla pevnostní kontrola, kde pro zvolené profily jednotlivých stupňů, tahové napětí nesmělo překročit dovolenou mez 600 MPa a u ohybového napětí platila pro měrnou suchost řady <0,97 horní hranice 20 MPa a pro suchosti vyšší mez 40 MPa.

V kapitole 4 jsou řešeny hmotnostní toky ucpávkami vyrovnávacího pístu turbíny, který kompenzuje axiální sílu vzniklou hlavně kvůli přetlakovému lopatkování a ucpávkovému systému turbíny. Tlak páry za vyrovnávacím pístem byl volen jako tlak za prvním průtočným kanálem, kde je pára zavedena. Hmotnostní tok ucpávkou vyrovnávacího pístu byl stanoven na 1,09 kg/s.

Volba axiálního a radiálních ložisek je zpracována v kapitole 5, kde bylo nejprve nutné vypočítat axiální sílu působící na turbínu o velikosti 9,44 kN a následně bylo z katalogu [10] vybráno axiální ložisko pro pokrytí této síly. Pro volbu radiálních ložisek byl v aplikaci Autodek Inventor 2020 sestaven zjednodušený model rotoru a učena jeho hmotnost 5433,7 kg a těžiště jednotlivých radiálních ložisek, kde byla pomocí momentové rovnováhy určena síla vyvolána vlastní tíhou rotoru na přední radiální ložisko 24,0 kN a zadní radiální ložisko 29,3 kN. Podle těchto sil byly voleny radiální ložiska v katalogu [8].

Závěrečnou kapitolou diplomové práce bylo stanovení závislosti hmotnostního průtoku páry do turbíny na vnitřním výkonu turbíny, kde po snížení návrhových otáček podle API 612 5722,5 1/min na otáčky jmenovité 5450 1/min byl stále dodržen požadovaný výkon turbíny.

Dále byl určen hmotnostní průtok při zpětném proudění v posledním stupni, minimální hmotnostní průtok při hranici bezpečného provozního pásma turbíny a přibližný hmotnostní průtok při chodu naprázdno.

Součástí diplomové práce je přiložený ideový řez parní turbíny.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] X-ENG. X Steam Tables for MS Excel [počítačový soubor .xls]. Ver. 2.6. [online]. Freeware. <[http://ww17.x-eng.com/Download/XSteam\\_Excel.htm](http://ww17.x-eng.com/Download/XSteam_Excel.htm)>
- [2] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [4] KRBEK, Jaroslav a Bohumil POLESNÝ. Závěrečný projekt: výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství. Brno: Vysoké učení technické, 1987.
- [5] API Std 612. Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries: Steam Turbines - Special-purpose Application. Washington D.C.: American Petroleum Institute, 2005, 113 s.
- [6] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-1334-4.
- [7] ŠKORPÍK, Jiří. Teorie lopatkových strojů, Transformační technologie, 2011-03. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z: <https://www.transformacni-technologie.cz/>
- [8] KINGSBURY, INC. [online]. LEG Bearings. Thrust and Journal. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/journal-leg>
- [9] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [10] KINGSBURY, INC. [online]. KingCole: Pivoting pad LEG bearings. [cit. 2020-06-02]. Dostupné z: <https://www.kingsbury.com/Products/kingcole>



## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$H, h$	Entalpický spád	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$i$	Entalpie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$\dot{M}$	Hmotnostní průtok	$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$
$p$	Tlak	$\text{bar}$
$v$	Měrný objem	$\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$
$t$	Teplota	$^{\circ}\text{C}$
$x$	Tolerance radiální vůle, axiální délka	$\text{m}$
$s$	Entropie	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
$s$	Rozteč	$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
$\xi$	Poměrná ztráta	—
$P$	Výkon	$\text{kW}$
$n$	Účinnost	—
$\delta$	Vůle	$\text{mm}$
$\delta$	Nedohřev	$^{\circ}\text{C}$
$1 + f$	Reheat factor	—
$c$	Absolutní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$u$	Obvodová rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$\alpha$	Úhel absolutní rychlosti	$^{\circ}$
$\beta$	Úhel relativní rychlosti	$^{\circ}$
$z$	Počet (lopatek, ucpávek)	—
$L, l$	Délka lopatky	$\text{m}$
$\varepsilon$	Parciální ostřík	—
$\rho$	Stupeň reakce, hustota	—
$\psi$	Tlakové číslo, rychlostní součinitel rotoru	—
$\varphi$	Rychlostní součinitel statoru	—
$w$	Relativní rychlost	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
$B$	Šířka lopatky	$\text{mm}$
$\gamma$	Úhel nastavení profilu	$^{\circ}$
$W$	Ohybový modul průřezu	$\text{cm}^3$
$F$	Síla	$\text{N}$
$M$	Moment	$\text{N} \cdot \text{m}$
$\sigma$	Napětí	$\text{MPa}$
$Pa$	Parsonsovo číslo	—
$\lambda$	Ztrátový součinitel	—
$x$	Tolerance radiální vůle, axiální délka	$\text{mm}$

Index	Význam
I. – VI.	Číslo průtočného kanálu
0	Stav na vstupu
1	Stav mezi statorem a rotorem
2	Stav na výstupu
105	Při 105 % jmenovitých otáček
127	Při 127 % jmenovitých otáček
S, s	Statorový
R, r	Rotorový
u	Unášivý
a	axiální
iz	izoentropický
k	Stav v kondenzátoru
RS	Regulační stupeň
ST	Stupňová část
U	Ucpávka
opt	Optimální
red	Redukovaný
0t	S totálním ostřikem
i	Vnitřní
h	Hlava
p	Pata
a	Admisní
j	Jmenovitý
p	Převodový
5	Ztráta třením a ventilací
c	Celkový
6	Ztráta parciálním ostřikem
61	Ztráta neostříknutých lopatek
62	Ztráta na okraji pásma ostříku
7	Ztráta radiální mezerou
š	Špička
in	Na vstupu
out	Na výstupu
b	Bandáž
od	Odstředivý
tah	Tahový
os	Ostříknutý
o	Ohybový

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Ohřev chladící vody a kondenzace .....	12
Obr. 2.1 Předběžný návrh expanze páry v A-kole [2].....	15
Obr. 2.2 Dělení parciálního ostříku [2] .....	16
Obr. 2.3 Redukovaná účinnost regulačního stupně [2] .....	17
Obr. 2.4 Ztráta třením a ventilací .....	18
Obr. 2.5 Rychlostní trojúhelníky A-kola .....	20
Obr. 2.6 Rychlostní trojúhelníky regulačního stupně .....	22
Obr. 2.7 Válcové omezení průtočného kanálu [2] .....	23
Obr. 2.8 Expanze páry v regulačním stupni [2] .....	27
Obr. 3.1 Diagram pro výpočet přetlakových stupňů metodou (ca/u) [2] .....	31
Obr. 3.2 Závislost Parsonova čísla a účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku [2] .....	34
Obr. 3.3 Tvar průtočných kanálů předběžném návrhu.....	40
Obr. 3.4 p-v diagram po předběžném návrhu .....	40
Obr. 3.5 Průběh expanze ve stupni se zaznačenými rychlostmi .....	48
Obr. 3.6 Postup iteračního výpočtu.....	48
Obr. 3.7 Rychlostní trojúhelníky stupňové části [2] .....	49
Obr. 3.8 Rychlostní trojúhelníky posledního (25.) stupně .....	50
Obr. 3.9 Účinnosti jednotlivých stupňů .....	55
Obr. 3.10 Průběh tlakového čísla .....	56
Obr. 3.11 Průběh stupně reakce .....	56
Obr. 3.12 Průběh úhlů .....	57
Obr. 3.13 i-s diagram parní turbíny.....	61
Obr. 3.14 Náhled turbíny po detailním výpočtu .....	63
Obr. 3.15 Tahové napětí v jednotlivých stupních .....	67
Obr. 3.16 Ohybové napětí v jednotlivých stupních .....	67
Obr. 4.1 Průtokový součinitel ucpávek [2] .....	69
Obr. 4.2 Schéma ucpávkového systému .....	70
Obr. 5.1 Znaménková konvence u výpočtu axiálních sil.....	72
Obr. 5.2 Hlavní rozměry axiálního ložiska [10] .....	73
Obr. 5.3 Model rotoru parní turbíny.....	73
Obr. 5.4 Reakční síly radiálních ložisek .....	74
Obr. 5.5 Hlavní rozměry radiálního ložiska [8] .....	75
Obr. 6.1 Spotřební charakteristika .....	77

## SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Parametry po předběžném výpočtu A-kola .....	19
Tab. 2 Parametry statorového profilu TS-2A [2] .....	23
Tab. 3 Parametry rotorového profilu 30 TR1 .....	24
Tab. 4 Výsledky předběžného výpočtu 1/3 .....	35
Tab. 5 Výsledky předběžného výpočtu 2/3 .....	37
Tab. 6 Výsledky předběžného výpočtu 3/3 .....	38
Tab. 7 Geometrie stupňové části .....	50
Tab. 8 Stavové veličiny stupňové části 1/3 .....	51
Tab. 9 Stavové veličiny stupňové části 2/3 .....	52
Tab. 10 Stavové veličiny stupňové části 3/3 .....	52
Tab. 11 Poměrné ztráty a účinnosti 1/2 .....	53
Tab. 12 Poměrné ztráty a účinnosti 2/2 .....	54
Tab. 13 Hlavní parametry stupňové části .....	54
Tab. 14 Rychlosti stupňové části a další parametry 1/2 .....	57
Tab. 15 Rychlosti stupňové části a další parametry 2/2 .....	58
Tab. 16 Síly a napětí ve stupňové části .....	64
Tab. 17 Parametry profilů .....	66
Tab. 18 Parametry ucpávek .....	70
Tab. 19 Parametry ložiska Bearing 6 pad 103 series .....	72
Tab. 20 Přední a zadní radiální ložisko 0,7 B/A 140 [8] .....	75
Tab. 21 Axiální vzdálenosti .....	75

## **SEZNAM PŘÍLOH**

- 1      Řez parní turbínou